

(19) BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

Offenlegungsschrift

(10) DE 100 64 182 A 1

(5) Int. Cl. 7:

B 66 C 13/06

B 66 C 13/48

(66) Innere Priorität:
100 51 915. 6 19. 10. 2000

(71) Anmelder:
Liebherr-Werk Nenzing Ges.m.b.H., Nenzing,
Vorarlberg, AT

(74) Vertreter:
Rechts- und Patentanwälte Lorenz Seidler Gossel,
80538 München

(72) Erfinder:
Sawodny, Oliver, Dr.-Ing., 89278 Nersingen, DE;
Kümpel, Jörg, Dipl.-Ing., 89077 Ulm, DE;
Tarin-Sauer, Christina, Dipl.-Ing., 89073 Ulm, DE;
Aschermann, Harald, Dipl.-Ing., 73340 Amstetten,
DE; Hofer, E.P., Prof.-Dr., 89173 Lonsee, DE;
Schneider, Klaus, Dipl.-Ing., 88145 Hergatz, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

(54) Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last mit Lastpendelungsdämpfung

(57) Die Erfindung betrifft einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last, die in drei Raumrichtungen bewegbar ist. Der Kran oder Bagger weist eine computergesteuerte Regelung zur Dämpfung der Lastpendelung auf, die ein Bahnplanungsmodul, eine Zetripetalkraftkompensationseinrichtung und zumindest einen Achsregler für das Drehwerk, einen Achsregler für das Wippwerk und einen Achsregler für das Hubwerk aufweist.

DE 100 64 182 A 1

BEST AVAILABLE COPY

Beschreibung

- [0001] Die Erfindung betrifft einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last, der eine computergesteuerte Regelung zur Dämpfung der Lastpendelung aufweist.
- [0002] Im einzelnen befasst sich die Erfindung mit der Lastpendeldämpfung bei Kränen oder Baggers, die eine Bewegung der an einem Seil aufgehängten Last in mindestens drei Freiheitsgraden zulässt. Derartige Kräne oder Baggers weisen ein Drehwerk, das auf einem Fahrwerk aufgebracht sein kann, auf, welches zum Drehen des Kränes oder Baggers dient. Weiterhin ist ein Wippwerk zum Aufrichten bzw. Neigen eines Auslegers vorhanden. Schließlich umfasst der Kran oder Bagger ein Hubwerk zum Heben bzw. Senken der an dem Seil aufgehängten Last. Derartige Kräne oder Baggers finden in verschiedenster Ausführung Verwendung. Beispielhaft sind hier Hafenmobilkräne, Schiffskräne, Offshore-Kräne, Raupenkräne bzw. Seilbagger zu nennen.
- [0003] Beim Umschlagen einer an einem Seil hängenden Last mittels eines derartigen Kränes oder Baggers entstehen Schwingungen, die einerseits auf die Bewegung des Kränes oder Baggers selbst oder aber auch auf äußere Störeinflüsse, wie beispielsweise Wind zurückzuführen sind. Es wurden nun bereits in der Vergangenheit Anstrengungen unternommen, um Pendelschwingungen bei Lastkränen zu unterdrücken.
- [0004] So beschreibt die DE 12 78 079 eine Anordnung zur selbstdämpfenden Unterdrückung von Pendelungen einer mittels eines Seiles an einem in waagerechter Ebene bewegbaren Seilaufhängepunkt hängenden Last bei Bewegung des Seilaufhängepunktes in mindestens einer waagerechten Koordinate, bei der die Geschwindigkeit des Seilaufhängepunktes in der waagerechten Ebene durch einen Regelkreis in Abhängigkeit von einer von dem Auslenkwinkel des Lastseiles gegen das Endlot abgeleiteten Größe beeinflusst wird.
- [0005] Die DE 20 22 745 zeigt eine Anordnung zur Unterdrückung von Pendelschwingungen einer Last, die mittels eines Seiles an der Katze eines Kränes aufgehängt ist, deren Antrieb mit einer Drehzahlsteuerung und einer Wegregelung ausgestattet ist, mit einer Regelanordnung, die die Katze unter Berücksichtigung der Schwingungsperiode während eines ersten Teils des von der Katze zurückgelegten Weges derart beschleunigt und während eines letzten Teils dieses Weges derart verzögert, daß die Bewegung der Katze und die Schwingung der Last am Zielort gleich zu Null werden.
- [0006] Aus der DE 32 10 450 ist eine Einrichtung an Hebezeugen für die selbstdämpfende Steuerung der Bewegung des Lastträgers mit Beruhigung des beim Beschleunigen oder Abbremsen der an ihm hängenden Last auftretenden Pendels der Last während eines Beschleunigungs- bzw. Abbremszeitintervales bekannt geworden. Die Grundidee beruht auf dem einfachen mathematischen Pendel. Die Katzen- und Lastmasse wird für die Berechnung der Bewegung nicht miteinbezogen. Coulombsche und geschwindigkeitsproportionale Reibung der Katzen- oder Brückenantriebe werden nicht berücksichtigt.
- [0007] Um einen Lastkörper schnellstmöglich vom Standort zum Zielort transportieren zu können, schlägt die DE 32 28 302 vor, die Drehzahl des Antriebsmotors der Laufkatze mittels eines Rechners so zu steuern, daß die Laufkatze und der Lastträger während der Beharrungsfahrt mit gleicher Geschwindigkeit bewegt werden und die Pendeldämpfung in kürzester Zeit erreicht wird. Der aus der DE 32 28 302 bekannte Rechner arbeitet nach einem Rechenprogramm zur Lösung der für das aus Laufkatze und Lastkörper gebildeten ungedämpften Zwei-Massen-Schwingungssystems geltenden Differentialgleichungen, wobei die Coulombsche und geschwindigkeitsproportionale Reibung der Katzen- oder Brückenantriebe nicht berücksichtigt werden.
- [0008] Bei dem aus der DE 37 10 492 bekannt gewordenen Verfahren werden die Geschwindigkeit zwischen den Zielorten auf dem Weg derart gewählt, daß nach Zurücklegen der Hälfte des Gesamtweges zwischen Ausgangsort und Zielort der Pendelausschlag stets gleich Null ist.
- [0009] Das aus der DE 39 33 527 bekannt gewordene Verfahren zur Dämpfung von Lastpendelschwingungen umfaßt eine normale Geschwindigkeits-Positionsregelung.
- [0010] Die DE 691 19 913 behandelt ein Verfahren zum Steuern der Verstellung einer pendelnden Last, bei der in einem ersten Regelkreis die Abweichung zwischen der theoretischen und der wirklichen Position der Last gebildet wird. Diese wird abgeleitet, mit einem Korrekturfaktor multipliziert und auf die theoretische Position des beweglichen Trägers addiert. In einem zweiten Regelkreis wird die theoretische Position des beweglichen Trägers mit der wirklichen Position verglichen, mit einer Konstanten multipliziert und auf die theoretische Geschwindigkeit des beweglichen Trägers aufaddiert.
- [0011] Die DE 44 02 563 behandelt ein Verfahren für die Regelung von elektrischen Fahrantrieben von Hebezeugen mit einer an einem Seil hängenden Last, die aufgrund der Dynamik beschreibenden Gleichungen den Soll-Verlauf der Geschwindigkeit der Krankatze generiert und auf einen Geschwindigkeits- und Stromregler gibt. Des weiteren kann die Recheneinrichtung um einen Positionsregler für die Last erweitert werden.
- [0012] Die aus der DE 12 78 079, DE 39 33 527 und DE 691 19 913 bekannt gewordenen Regelverfahren benötigen zur Lastpendeldämpfung einen Seilwinkelsensor. In der erweiterten Ausführung gemäß der DE 44 02 563 ist dieser Sensor ebenfalls erforderlich. Da dieser Seilwinkelsensor erhebliche Kosten verursacht, ist es von Vorteil, wenn die Lastpendelung auch ohne diesen Sensor kompensiert werden kann.
- [0013] Das Verfahren der DE 44 02 563 in der Grundversion erfordert ebenso mindestens die Krankatzengeschwindigkeit. Auch bei der DE 20 22 745 sind für die Lastpendeldämpfung mehrere Sensoren erforderlich. So muß bei der DE 20 22 745 zumindest eine Drehzahl und Positionsmessung der Krankatze vorgenommen werden.
- [0014] Auch die DE 37 10 492 benötigt als zusätzlichen Sensor zumindest die Katzen- bzw. Brückenposition.
- [0015] Alternativ zu diesem Verfahren schlägt ein anderer Ansatz, der beispielsweise aus der DE 32 10 450 und der DE 32 28 302 bekannt geworden ist, vor, die dem System zugrundeliegenden Differentialgleichungen zu lösen und basierend hierauf eine Steuerstrategie für das System zu ermitteln, um eine Lastpendelung zu unterdrücken, wobei im Falle der DE 32 10 450 die Seillänge und im Falle der DE 32 28 302 die Seillänge und Lastmasse gemessen wird. Bei diesen Systemen wird jedoch die im Kransystem nicht zu vernachlässigenden Reibungseffekte der Haftreibung und geschwindigkeitsproportionalen Reibung nicht berücksichtigt. Auch die DE 44 02 563 berücksichtigt keine Reibungs- und Dämpfungs-

fungsterne.

[0016] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last, der die Drehung mindest über drei Bewegungsfreiheitsgrade bewegen kann, derart weiterzubilden, daß die während der Bewegung aktiv auftretende Pendelbewegung der Last gedämpft werden kann und die Last so exakt auf einer vorgegebenen Bahn geführt werden kann. 5

[0017] Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch einen Kran oder Bagger mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. Demnach weist der Kran oder Bagger eine computergesteuerte Regelung zur Dämpfung der Lastpendelung auf, die ein Bahnplanungsmodul, eine Zentripetalkraf kompensationseinrichtung und zumindest einen Achsregler für das Drehwerk, einen Achsregler für das Wippwerk und einen Achsregler für das Hubwerk aufweist. 10

[0018] Die Bahnsteuerung mit aktiver Dämpfung der Pendelbewegung basiert auf der Grundidee, das dynamische Verhalten des mechanischen und hydraulischen Systems des Krans oder Baggers zunächst in einem dynamischen Modell basierend auf Differentialgleichung abzubilden. Basierend auf diesem dynamischen Modell kann eine Vorsteuerung entworfen werden, die unter diesen idealisierten Vorstellungen des dynamischen Modells beim Bewegen der Last durch Drehwerk, Wippwerk und Hubwerk Pendelbewegungen unterdrückt und die Last exakt in der vorgegebenen Bahn führt. 15

[0019] Voraussetzung für die Vorsteuerung ist zunächst die Erzeugung der Bahn im Arbeitsraum, die vom Bahnplanungsmodul vorgenommen wird. Das Bahnplanungsmodul generiert die Bahn, die in Form der Zeitfunktionen für die Lastposition, -geschwindigkeit, -beschleunigung, des Ruckes und gegebenenfalls der Ableitung des Ruckes an die Vorsteuerung gegeben wird, aus der Vorgabe der Sollgeschwindigkeit proportional zur Auslenkung der Handhebel im Falle eines halbautomatischen Betriebs oder von Sollpunkten im Falle eines vollautomatischen Betriebs. 20

[0020] Das besondere Problem bei einem Kran oder Bagger der eingangs genannten Bauart liegt in der Koppelung zwischen der Dreh- und Wippbewegung, die sich insbesondere bei der Ausbildung des Zentripetaleffektes bei der Drehbewegung ergibt. Hierbei entstehen Schwingungen der Last, die nach der Drehung nicht mehr kompensiert werden können. Gemäß der vorliegenden Erfindung werden diese Effekte in einer in der Regelung vorgesehenen Zentripetalkraf kompensationseinrichtung berücksichtigt. 25

[0021] Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der sich an den Hauptanspruch anschließenden Unteransprüchen. 25

[0022] Sollten beispielsweise Schwingungen oder Abweichungen von der Sollbahn trotz der vorhandenen Regelung auftreten, kann das System aus Vorsteuerung und Bahnplanungsmodul bei starken Abweichungen vom idealisierten dynamischen Modell (z. B. durch Störungen wie Windeinflüsse etc.) durch einen Zustandsregler unterstützt werden. Dieser führt dann mindestens eine der Meßgrößen: Pendelwinkel in radialer und tangentialer Richtung, Aufrichtwinkel, Drehwinkel, Auslegerbiegung in horizontaler und vertikaler Richtung sowie deren Ableitung und die Lastmasse zurück. 30

[0023] Vorteilhaft kann es sein, wenn ein dezentrales Steuerungskonzept mit einem räumlich entkoppelten dynamischen Modell zugrundegelegt wird, bei dem jeder einzelnen Bewegungsrichtung ein unabhängiger Steueralgorithmus zugeordnet wird. 35

[0024] Durch die vorliegende Erfindung wird eine besonders effiziente und wartungsfreundliche Steuerung für einen Kran oder Bagger der eingangs genannten Art geschaffen. 35

[0025] Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung werden anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels erläutert. Als typischer Vertreter für einen Kran oder Bagger der eingangs genannten Gattung wird die Erfindung hier anhand eines Hafenmobilkranes beschrieben. 40

[0026] Es zeigen:

[0027] Fig. 1 Prinzipielle mechanische Struktur eines Hafenmobilkranes,

[0028] Fig. 2 Zusammenwirken von hydraulischer Steuerung und Bahnsteuerung,

[0029] Fig. 3 Gesamtstruktur der Bahnsteuerung,

[0030] Fig. 4 Struktur des Bahnplanungsmoduls,

[0031] Fig. 5 Beispielhafte Bahngenerierung mit dem vollautomatischen Bahnplanungsmodul, 45

[0032] Fig. 6 Struktur des halbautomatischen Bahnplanungsmoduls,

[0033] Fig. 7 Struktur des Achsreglers im Falle des Drehwerks,

[0034] Fig. 8 Mechanischer Aufbau des Drehwerks und Definition von Modellvariablen,

[0035] Fig. 9 Struktur des Achsreglers im Falle des Wippwerks,

[0036] Fig. 10 Mechanischer Aufbau des Wippwerks und Definition von Modellvariablen, 50

[0037] Fig. 11 Aufrichtkinematik des Wippwerks,

[0038] Fig. 12 Struktur des Achsreglers im Falle des Hubwerks,

[0039] Fig. 13 Struktur des Achsreglers im Falle des Lastschwenkwerks.

[0040] In Fig. 1 ist die prinzipielle mechanische Struktur eines Hafenmobilkrans dargestellt. Der Hafenmobilkran ist zumeist auf einem Fahrgestell 1 montiert. Zur Positionierung der Last 3 im Arbeitsraum kann der Ausleger 5 mit dem Hydraulikzylinder des Wippwerks 7 um den Winkel φ_A gekippt werden. Mit dem Hubwerk kann die Seillänge l_S variiert werden. Der Turm 11 ermöglicht die Drehung des Auslegers um den Winkel φ_D um die Hochachse. Mit dem Lastschwenkwerk 9 kann die Last an den Zielpunkt gedreht werden. 55

[0041] Fig. 2 zeigt das Zusammenwirken von hydraulischer Steuerung und Bahnsteuerung 31. In der Regel besitzt der Hafenmobilkran ein hydraulisches Antriebssystem 21. Ein Verbrennungsmotor 23 speist über ein Verteilergetriebe die hydraulischen Steuerkreise. Die hydraulischen Steuerkreise bestehen jeweils aus einer Verstellpumpe 25, die über ein Proportionalventil im Vorsteuerkreis angesteuert wird, und einem Motor 27 oder Zylinder 29 als Arbeitsmaschine. Über das Proportionalventil wird damit lastdruckunabhängig ein Förderstrom Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FL} , Q_{FR} eingestellt. Die Proportionalventile werden über die Signale u_{S1D} , u_{S1A} , u_{S1L} , u_{S1R} angesteuert. Die hydraulische Steuerung ist meist mit einer unterlagerten Förderstromregelung ausgestattet. Wesentlich ist dabei, daß die Steuerspannungen u_{S1D} , u_{S1A} , u_{S1L} , u_{S1R} an den Proportionalventilen durch die unterlagerte Förderstromregelung in hierzu proportionale Förderströme Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FL} , Q_{FR} im entsprechenden Hydraulikkreislauf umgesetzt werden. 60

[0042] Wesentlich ist nun, daß die Zeitfunktionen für die Steuerspannungen der Proportionalventile nicht mehr direkt

aus den Handhebeln beispielsweise über Rampenfunktionen abgeleitet werden, sondern derart in der Bahnsteuerung 31 berechnet werden, daß beim Bewegen des Krans keine Pendelbewegungen auftreten und die Last der gewünschten Bahn im Arbeitsraum folgt.

[0043] Im vollautomatischen Betrieb des Hafenmobilkrans ergibt sich ebenfalls pendelfreier Betrieb.

5 [0044] Grundlage hierfür ist ein dynamisches Modell des Krans mit Hilfe dessen basierend auf den Sensordaten mindestens einer der Größen w_w , w_h , l_s , φ_A , φ_D , $\dot{\varphi}_{ref}$, $\ddot{\varphi}_{ref}$, $\dddot{\varphi}_{ref}$ und den Führungsvorgaben \dot{q}_{Ziel} oder q_{Ziel} diese Aufgabe gelöst wird.

10 [0045] Anhand Fig. 3 wird die Gesamtstruktur der Bahnsteuerung 31 erläutert. Der Bediener gibt entweder über die Handhebel 35 an den Bedienständen oder über eine Sollpunktmatrix 37, die in einer vorherigen Fahrt des Krans im Rechner abgespeichert wurde, die Zielgeschwindigkeiten oder die Zielpunkte vor. Das vollautomatische oder halbautomatische Bahnplanungsmodul 39 oder 41 berechnet unter Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen (max. Geschwindigkeit, Beschleunigung und Ruck) des Krans daraus die Zeitfunktionen der Soll-Lastposition bezüglich des Dreh-, Wipp-, Hub- und Lastschwenkwerks sowie deren Ableitungen, die in den Vektoren φ_{Dref} , $\dot{\varphi}_{Dref}$, $\ddot{\varphi}_{Dref}$, $\dddot{\varphi}_{Dref}$ zusammengefaßt sind. Die Sollpositionsvektoren werden an die Achsregler 43, 45, 47 und 49 gegeben, die daraus unter Auswertung mindestens einer der Sensorwerte φ_A , φ_D , w_w , w_h , l_s , $\dot{\varphi}_{rot}$, $\dot{\varphi}_{Stm}$, $\dot{\varphi}_{Sm}$, (siehe Fig. 2) die Ansteuerfunktionen u_{S1D} , u_{S1A} , u_{S1L} , u_{S1R} für die Proportionalventile 25 des hydraulischen Antriebssystems 21 berechnen. Im Falle der Drehbewegung wird aus der Führungsvorgabe für das Drehwerk im Modul zur Zentripetalkraftkompensation eine Ausgleichsstruktur für das Wippwerk generiert, so daß das durch die Zentripetalbeschleunigung verursachte Herauswandern der Last ausgeglichen wird. Um in diesem Fall eine konstante Hubhöhe zu gewährleisten, muß die Ausgleichsbewegung des Wippwerks mit der Hubwerksbewegung synchronisiert werden. Zugleich muß für den Wippwerkregler eine zulässige Seilauslenkung φ_{S1Ziel} aufgrund der Drehbewegung berechnet und dort berücksichtigt werden.

[0046] Im weiteren werden nun die einzelnen Komponenten der Bahnsteuerung detailliert beschrieben.

25 [0047] Fig. 4 zeigt die Schnittstellen des Bahnplanungsmoduls 39 oder 41. Im Falle des vollautomatischen Bahnplanungsmoduls 39 wird der Zielpositionsvektor für den Lastmittelpunkt in Form der Koordinaten $q_{Ziel} = [\varphi_{DZiel}, r_{LAZiel}, l_{Ziel}, \varphi_{RZiel}]^T$ vorgegeben. φ_{DZiel} ist der Solldrehwinkel, r_{LAZiel} ist die radiale Zielposition für die Last und l_{Ziel} ist die Zielposition für das Hubwerk. φ_{RZiel} ist der Lastschwenkwinkel. Im Falle des halbautomatischen Bahnplanungsmoduls 41 ist Eingangsgröße der Zielgeschwindigkeitsvektor $\dot{q}_{Ziel} = [\dot{\varphi}_{DZiel}, \dot{r}_{LAZiel}, \dot{l}_{Ziel}, \dot{\varphi}_{RZiel}]^T$. Die Komponenten des Zielgeschwindigkeitsvektors sind analog zum Zielpositionsvektor die Zielgeschwindigkeit in Richtung des Drehwerks $\dot{\varphi}_{DZiel}$, folgend von der Zielgeschwindigkeit der Last in radialer Richtung \dot{r}_{LAZiel} die Zielgeschwindigkeit für das Hubwerk \dot{l}_{Ziel} , und die Zielgeschwindigkeit in Richtung des Lastschwenkwerks $\dot{\varphi}_{RZiel}$. Im Bahnplanungsmodul 39 oder 41 werden aus diesen vorgegebenen Größen die Zeitfunktionsvektoren für die Lastposition bezüglich der Drehwinkelkoordinate und deren Ableitungen φ_{Dref} , für die Lastposition in radialer Richtung und deren Ableitungen \dot{r}_{LAref} und für die Hubhöhe der Last und deren Ableitungen \dot{l}_{ref} berechnet. Jeder Vektor umfaßt maximal 5 Komponenten bis zur 4. Ableitung. Im Falle des Drehwerks sind die einzelnen Komponenten:

- 35 φ_{Dref} : Soll-Winkelposition Lastmittelpunkt in Drehrichtung
- $\dot{\varphi}_{Dref}$: Soll-Winkelgeschwindigkeit Lastmittelpunkt in Drehrichtung
- $\ddot{\varphi}_{Dref}$: Soll-Winkelbeschleunigung Lastmittelpunkt in Drehrichtung
- $\dddot{\varphi}_{Dref}$: Soll-Ruck Lastmittelpunkt in Drehrichtung
- $\ddot{\varphi}_{Dref}^{(IV)}$: Ableitung Soll-Ruck Lastmittelpunkt in Drehrichtung

40 [0048] Die Vektoren für die anderen Bewegungsrichtungen sind analog aufgebaut.

[0049] Fig. 5 zeigt beispielhaft die generierten Zeitfunktionen für die Soll-Winkelposition φ_{Dref} die radiale Sollposition r_{LAref} , Soll-Geschwindigkeiten $\dot{\varphi}_{Dref}$, \dot{r}_{LAref} , Soll-Beschleunigungen $\ddot{\varphi}_{Dref}$, \ddot{r}_{LAref} und Soll-Ruck $\dddot{\varphi}_{Dref}$, \dddot{r}_{LAref} aus dem vollautomatischen Bahnplanungsmodul für eine Bewegung mit dem Dreh- und Wippwerk vom Startpunkt $\varphi_{Dstart} = 0^\circ$, $r_{LAstart} = 10$ m zum Zielpunkt $\varphi_{DZiel} = 90^\circ$, $r_{LAZiel} = 20$ m. Die Zeitfunktionen werden dabei so berechnet, daß keine der vorgegebenen kinematischen Beschränkungen, wie die maximalen Geschwindigkeiten $\dot{\varphi}_{Dmax}$, \dot{r}_{LAmax} , die maximalen Beschleunigungen $\ddot{\varphi}_{Dmax}$, \ddot{r}_{LAmax} oder der maximale Ruck $\dddot{\varphi}_{Dmax}$, \dddot{r}_{LAmax} überschritten wird. Hierzu wird die Bewegung in drei Phasen eingeteilt. Eine Beschleunigungsphase I, eine Phase konstanter Geschwindigkeit II, die auch entfallen kann, und eine Abbremsphase III. Für die Phasen I und III wird als Zeitfunktion für den Ruck ein Polynom 3. Ordnung angenommen. Als Zeitfunktion für die Phase II wird eine konstante Geschwindigkeit angenommen. Durch Integration der Ruckfunktion werden die fehlenden Zeitfunktionen für die Beschleunigung, Geschwindigkeit und Position errechnet. Die noch freien Koeffizienten in den Zeitfunktionen werden durch die Randbedingungen beim Start der Bewegung, an den Übergangsstellen zur nächsten bzw. vorangegangenen Bewegungsphase bzw. am Zielpunkt sowie die kinematischen Beschränkungen festgelegt, wobei bezüglich jeder Achse alle kinematischen Bedingungen überprüft werden müssen. Im Falle des Beispieles aus Fig. 5 ist in der Phase I und III die kinematische Beschränkung der maximalen Beschleunigung $\ddot{\varphi}_{Dmax}$ und der Ruck $\dddot{\varphi}_{Dmax}$ für die Drehachse limitierend wirksam, in Phase II die maximale Geschwindigkeit des Wippwerks Drehachse \dot{r}_{LAmax} . Die anderen Achsen werden zu der die Bewegung hinsichtlich der Fahrzeit begrenzenden Achse dazu synchronisiert. Die Zeitoptimierung der Bewegung wird dadurch erreicht, daß in einem Optimierungslauf die minimale Gesamtfahrzeit über die Variierung des Anteils der Beschleunigungs- und Abbremsphase an der Gesamtbewegung bestimmt wird.

55 60 [0050] Der halbautomatische Bahnplaner besteht aus Steilheitsbegrenzern, die den einzelnen Bewegungsrichtungen zugeordnet sind.

[0051] Fig. 6 zeigt den Steilheitsbegrenzer 60 für die Drehbewegung. Die Zielgeschwindigkeit der Last 3 vom Handhebel des Bedienstandes φ_{DZiel} ist das Eingangssignal. Dies ist zunächst auf den Wertebereich der maximal erreichbaren Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_{Dmax}$ normiert. Der Steilheitsbegrenzer selbst besteht aus zwei Steilheitsbegrenzerblöcken mit unterschiedlicher Parametrisierung, einem für den Normalbetrieb 61 und einen für den Schnellstop 63, zwischen denen über die Umschaltlogik 67 hin- und hergeschaltet werden kann. Die Zeitfunktionen am Ausgang werden durch Integration 68 gebildet. Der Signalfluß im Steilheitbegrenzer soll nun anhand Fig. 6 erläutert werden.

[0052] In: Steilheitsbegrenzerblock für den Normalbetrieb 61 wird zunächst eine Soll-Istwert-Differenz zwischen der

Zielgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{D\text{Ziel}}$ und der gegenwärtigen Sollgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{D\text{ref}}$ gebildet. Die Differenz wird mit der Konstanten K_{S1} (Block 613) verarbeitet und ergibt die Zielbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{D\text{Ziel}}$. Ein nachgezogenes Begrenzungsglied 69 begrenzt den Wert auf die maximale Beschleunigung $\pm \ddot{\varphi}_{D\text{max}}$. Um das dynamische Verhalten zu verbessern, wird bei Bildung der Soll-Ist-Wert-Differenz zwischen Zielgeschwindigkeit und derzeitiger Soll-Geschwindigkeit berücksichtigt, daß durch die Ruckbegrenzung $\pm \ddot{\varphi}_{D\text{max}}$ bei der derzeitigen Soll-Beschleunigung $\ddot{\varphi}_{D\text{ref}}$ nur die maximale Geschwindigkeitsänderung

$$\Delta\ddot{\varphi}_{D\text{max}} = \frac{\dot{\varphi}_{D\text{ref}} |\ddot{\varphi}_{D\text{ref}}|}{2\ddot{\varphi}_{D\text{max}}} \quad (1)$$

erreichbar ist, die im Block 611 berechnet wird. Deshalb wird dieser Wert auf die aktuelle Soll-Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_{D\text{ref}}$ addiert, wodurch die Dynamik des Gesamtsystems verbessert wird. Hinter dem Begrenzungsglied 69 liegt dann die Zielbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{D\text{Ziel}}$ vor. Mit der gegenwärtigen Sollbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{D\text{ref}}$ wird wiederum eine Soll-Ist-Wert-Differenz gebildet. Im Kennlinienblock 615 wird daraus der Soll-Ruck $\ddot{\varphi}_{D\text{ref}}$ gemäß

$$\ddot{\varphi}_{D\text{ref}} = \begin{cases} +\ddot{\varphi}_{D\text{max}} & \text{für } \ddot{\varphi}_{D\text{Ziel}} - \ddot{\varphi}_{D\text{ref}} > 0 \\ 0 & \text{für } \ddot{\varphi}_{D\text{Ziel}} - \ddot{\varphi}_{D\text{ref}} = 0 \\ -\ddot{\varphi}_{D\text{max}} & \text{für } \ddot{\varphi}_{D\text{Ziel}} - \ddot{\varphi}_{D\text{ref}} < 0 \end{cases} \quad (2)$$

gebildet. Durch Filterung wird der blockförmige Verlauf dieser Funktion abgeschwächt. Aus der nun berechneten Sollruckfunktion $\ddot{\varphi}_{D\text{ref}}$ werden durch Integration im Block 65 die Soll-Beschleunigung $\ddot{\varphi}_{D\text{ref}}$, die Soll-Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_{D\text{ref}}$ und die Soll-Position $\varphi_{D\text{ref}}$ bestimmt. Die Ableitung des Soll-Ruckles wird durch Differentiation im Block 65 und gleichzeitige Filterung aus dem Soll-Ruck $\ddot{\varphi}_{D\text{ref}}$ bestimmt. Im Normalbetrieb werden die kinematischen Beschränkungen $\ddot{\varphi}_{D\text{max}}$ und $\ddot{\varphi}_{D\text{max}}$ sowie die Proportionalverstärkung K_{S1} so vorgegeben, daß für Kranfahrer sich ein subjektiv angenehmes und sanftes dynamisches Verhalten ergibt. Dies bedeutet, daß maximaler Ruck und Beschleunigung etwas niedriger angesetzt werden, als es das mechanische System erlauben würde. Jedoch ist insbesondere bei hohen Versahrgeschwindigkeiten der Nachlauf des Systems hoch. D. h. gibt der Bediener aus voller Geschwindigkeit die Zielgeschwindigkeit 0 vor, so benötigt die Last einige Sekunden bis sie zum Stillstand kommt. Da derartige Vorgaben insbesondere in Notsituation mit drohender Kollision gemacht werden, wird deshalb ein zweiter Betriebsmodus eingeführt, der einen Schnellstop des Krans vorsieht. Hierzu wird dem Steilheitsbegrenzerblock für den Normalbetrieb 61 ein zweiter Steilheitsbegrenzerblock 63 parallelgeschaltet, der strukturell einen identischen Aufbau hat. Jedoch werden die Parameter, die den Nachlauf bestimmen, bis zur mechanischen Belastbarkeitsgrenze des Krans erhöht. Deshalb ist dieser Block mit der maximalen Schnellstopbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{D\text{max},2}$ und dem maximalen Schnellstopruck $\ddot{\varphi}_{D\text{max},2}$ sowie die Schnellstop-Proportionalverstärkung K_{S2} parametrisiert. Zwischen den beiden Steilheitsbegrenzern wird über eine Umschaltlogik 67 hin- und hergeschaltet, die aus dem Handhebelsignal, den Notstop identifiziert. Ausgang des Schnellstop-Steilheitsbegrenzer 63 ist wie beim Steilheitsbegrenzer für den Normalbetrieb der Soll-Ruck $\ddot{\varphi}_{D\text{ref}}$. Die Berechnung der anderen Zeitfunktionen erfolgt auf gleiche Art und Weise wie beim Normalbetrieb im Block 65.

[0053] Damit stehen am Ausgang des halbautomatischen Bahnplaners ebenso wie beim vollautomatischen Bahnplaner die Zeitfunktionen für die Sollposition der Last in Drehrichtung und deren Ableitung unter Berücksichtigung der kinematischen Beschränkungen zur Verfügung.

[0054] Der Steilheitsbegrenzer aus dem halbautomatischen Bahnplaner kann auch für den vollautomatischen Bahnplaner verwendet werden (Fig. 6a). Dies ist deshalb von Vorteil, da insbesondere bei der Bewegung in radialer Richtung die kinematischen Begrenzungen vom Aufrichtwinkel abhängig sind. Deshalb werden in einem Block positionsabhängig von der Auslegerposition über die Kinematik des Wippwerks (siehe auch Fig. 11) die kinematischen Beschränkungen $\ddot{\varphi}_{LA\text{max}}$ und $\ddot{\varphi}_{LA\text{max}}$ berechnet und die Begrenzungen nachgeführt (Block 617). Dadurch wird die Fahrzeit verkürzt. Zudem kann für den vollautomatischen Betrieb eine Erweiterung eingeführt werden (Block 621). Neue Eingangsgröße ist anstatt der Zielgeschwindigkeit die Zielposition. Da die Bewegungen zwischen den einzelnen Bewegungsrichtungen jedoch nicht mehr synchronisiert werden, wird ein Synchronisationsmodul (621) eingeführt (Fig. 6b), das über Proportionalitätsfaktoren P_D , P_r , P_L die maximalen Geschwindigkeiten so anpaßt, daß sich eine synchrone lineare Bewegung ergibt.

[0055] Die Zeitfunktionen werden auf die Achsregler gegeben. Zunächst soll die Struktur des Achsreglers für das Drehwerk anhand Fig. 7 erläutert werden.

[0056] Die Ausgangsfunktionen des Bahnplanungsmoduls in Form der Sollposition der Last in Drehrichtung sowie deren Ableitungen (Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck, und Ableitung des Ruckles) werden auf den Vorsteuerungsblock 71 gegeben. Im Vorsteuerungsblock werden diese Funktionen so verstärkt, daß sich resultierend ein bahngenaues Fahren der Last hinsichtlich des Drehwinkels ohne Schwingungen unter den idealisierten Voraussetzungen des dynamischen Modells ergibt. Grundlage für die Bestimmung der Vorsteuerungsverstärkungen ist das dynamische Modell, das in den folgenden Abschnitten für die Drehbewegung hergeleitet wird. Damit ist unter diesen idealisierten Voraussetzungen das Pendeln der Last unterdrückt und die Last folgt der generierten Bahn.

[0057] Da jedoch Störungen wie Windeinflüsse an der Kranlast angreifen können und das idealisierte Modell die real vorhandenen dynamischen Verhältnisse nur in Teilespekten wiedergeben kann, kann optional die Vorsteuerung um einen Zustandsreglerblock 73 ergänzt werden. In diesem Block wird mindestens eine der Meßgrößen Drehwinkel φ_D , Drehwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_D$, Biegung des Auslegers in horizontaler Richtung (Drehrichtung) w_h , Ableitung der Biegung \dot{w}_h , Seilwinkel φ_S , oder die Seilwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_S$ verstärkt und wieder auf den Stelleingang zurückgeführt. Die Ableitungen der Meßgrößen φ_D und w_h wird numerisch in der Mikroprozessorsteuerung gebildet. Der Seilwinkel kann

DE 100 64 182 A 1

beispielsweise über ein Gyroskop, einen Beschleunigungssensor am Lasthaken, über einen Hallmeßrahmen, ein Bildverarbeitungsmodul oder die Dehnmeßstreifen am Ausleger erfaßt werden. Da jeder dieser Meßmethoden den Seilwinkel nicht direkt ermittelt, wird in einem Störbeobachtermodul (Block 77) das Meßsignal aufbereitet. Am Beispiel der Meßsignalaufbereitung für das Meßsignal eines Gyroskopes am Lasthaken wird dies beispielhaft erläutert. Im Störbeobachter wird hierzu der relevante Teil des dynamischen Modells abgelegt und durch Vergleich der gemessenen Größen mit dem errechneten Wert aus dem idealisierten Modell Schätzgrößen für die Meßgröße und deren Störanteile gebildet, so daß danach eine störungskompensierte Meßgröße rekonstruiert werden kann.

[0058] Da die hydraulischen Antriebsaggregate durch nichtlineare dynamische Eigenschaften (Hysterese, Totgang) gekennzeichnet sind, wird der nun aus Vorsteuerung und optional Zustandsreglerausgang gebildete Wert für den Stelleingang u_{Dref} im Block Hydraulikkompensation 75 so verändert, daß sich resultierend lineares Verhalten des Gesamtsystems annehmen läßt. Ausgang des Blocks 75 (Hydraulikkompensation) ist die korrigierte Stellgröße $u_{S,D}$. Dieser Wert wird dann auf das Proportionalventil des Hydraulikkreislaufes für das Drehwerk gegeben.

[0059] Zur detaillierten Erläuterung der Vorgehensweise soll nun die Herleitung des dynamischen Modells für die Drehachse dienen, die Grundlage für die Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen des Zustandsreglers und des Störbeobachters ist.

[0060] Hierzu gibt Fig. 8 Erläuterungen zur Definition der Modellvariablen. Wesentlich ist dabei der dort gezeigte Zusammenhang zwischen der Drehposition φ_D des Kranturmes und der Lastposition φ_{LD} in Drehrichtung. Im weiteren wird der Ausleger als starr angenommen und damit die Biegung w_h des Auslegers vernachlässigt. Es stellt jedoch keine großen Anforderungen dar, diese in den Modellansatz zu integrieren. Dadurch erhöht sich jedoch die Systemordnung und die Herleitung wird komplexer. Die um den Pendelwinkel korrigierte Lastdrehwinkelposition berechnet sich dann zu

$$\varphi_{LD} = \varphi_D + \frac{l_s}{l_A \cos \varphi_A} \sin \varphi_{St} \quad (3)$$

25 l_s ist dabei die resultierende Seillänge vom Auslegerkopf bis zum Lastmittelpunkt. φ_A ist der aktuelle Aufrichtwinkel des Wippwerks, l_A ist die Länge des Auslegers, φ_{St} ist der aktuelle Seilwinkel in tangentialer Richtung.

[0061] Das dynamische System für die Bewegung der Last in Drehrichtung kann durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

$$30 \quad [J_T + (J_{AZ} + m_A s_A^2 + m_L l_A^2) \cos^2 \varphi_A] \ddot{\varphi}_D + m_L l_A l_s \cos \varphi_A \ddot{\varphi}_{St} + b_D \dot{\varphi}_D = M_{MD} - M_{RD}$$

$$m_L l_A l_s \cos \varphi_A \ddot{\varphi}_D + m_L l_s^2 \ddot{\varphi}_{St} + m_L g l_s \varphi_{St} = m_L l_s^2 \dot{\varphi}_D^2 \varphi_{St} \quad (4)$$

35

Bezeichnungen

m_L Lastmasse

l_s Seillänge

40 m_A Masse des Auslegers

J_{AZ} Massenträgheitsmoment des Auslegers bezüglich Schwerpunkt bei Drehung um Hochachse

l_A Länge des Auslegers

s_A Schwerpunktabstand des Auslegers

J_T Massenträgheitsmoment des Turmes

45 b_D viskose Dämpfung im Antrieb

M_{MD} Antriebsmoment

M_{RD} Reibmoment

50 [0062] Die erste Gleichung von (4) beschreibt im wesentlichen die Bewegungsgleichung für den Kranturm mit Ausleger, wobei die Rückwirkung durch die Lastpendelung berücksichtigt wird. Die zweite Gleichung von (4) ist die Bewegungsgleichung, welche die Lastpendelung um den Winkel φ_{St} beschreibt, wobei die Anregung der Lastpendelung durch die Drehung des Turmes über die Winkelbeschleunigung des Turmes oder eine äußere Störung, ausgedrückt durch Anfangsbedingungen für diese Differentialgleichungen, verursacht wird. Zudem muß die Zentripetalbeschleunigung auf die Last, die quadratisch von der Geschwindigkeit abhängt berücksichtigt werden.

55 [0063] Der hydraulische Antrieb wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$M_{MD} = i_D \frac{V}{2\pi} \Delta p_D$$

$$60 \quad \Delta p_D = \frac{1}{V\beta} (Q_{FD} - i_D \frac{V}{2\pi} \dot{\varphi}_D) \quad (5)$$

$$Q_{FD} = K_{PD} u_{StD}$$

65 i_D ist das Übersetzungsverhältnis zwischen Motordrehzahl und Drehgeschwindigkeit des Turms. V ist das Schluckvolumen der Hydraulikmotoren, Δp_D ist der Druckabfall über dem hydraulischen Antriebsmotor. β ist die Ölkompressibilität, Q_{FD} ist der Förderstrom im Hydraulikkreis für das Drehen und K_{PD} ist die Proportionalitätskonstante, die den Zusam-

menhang zwischen Förderstrom und Ansteuerspannung des Proportionalventils angibt. Dynamische Effekte der unterliegenden Förderstromregelung werden vernachlässigt.

[0064] Die Gleichungen können nun in Zustandsraumdarstellung (siehe auch O. Föllinger, Regelungstechnik, 7. Aufl., Hüthig-Verlag, Heidelberg, 1992) transformiert werden. Es ergibt sich die folgende Zustandsraumdarstellung des Systems. Dabei wird der nichtlineare Term $m_L l_s^2 \dot{\varphi}_D^2 \varphi_{st}$ in der zweiten Gleichung von (4) vernachlässigt.

5

Zustandsraumdarstellung:

$$\begin{aligned}\dot{x}_D &= A_D x_D + B_D u_D \\ y_D &= C_D x_D\end{aligned}\quad (6)$$

10

mit:

Zustandsvektor:

$$\underline{x}_D = \begin{bmatrix} \varphi_D \\ \dot{\varphi}_D \\ \varphi_{st} \\ \dot{\varphi}_{st} \end{bmatrix} \quad (7)$$

20

Steuergröße:

$$u_D = u_{std} \quad (8)$$

25

Ausgangsgröße:

$$y_D = \varphi_{ld} \quad (9)$$

30

Systemmatrix:

$$A_D = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{c e}{a e - b^2} & \frac{f b}{a e - b^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{c b}{a e - b^2} & -\frac{a f}{a e - b^2} & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

35

40

$$a = J_T + (J_{AZ} + m_A S_A^2 + m_L l_A^2) \cos(\varphi_A)^2$$

45

$$b = m_L l_A l_S \cos(\varphi_A)$$

$$c = b_D + \frac{1}{4} \frac{i_D^2 V}{\pi^2 \beta}$$

50

$$d = \frac{1}{2} \frac{i_D K_{PD}}{\pi \beta}$$

55

$$e = m_L l_S^2$$

60

$$f = m_L g l_S$$

Steuervektor:

65

$$\underline{B}_D = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{d}{a e - b^2} \\ 0 \\ -\frac{b d}{a e - b^2} \end{bmatrix} \quad (11)$$

10 Ausgangsvektor:

$$\underline{C}_D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \frac{l_S}{\cos(\varphi_A) l_A} & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

[0065] Das dynamische Modell des Drehwerks wird als parameterveränderliches System bezüglich der Seillänge l_S , des Aufrichtwinkels φ_A , der Lastmasse m_L aufgefaßt.

20 [0066] Die Gleichungen (6) bis (12) sind Grundlage für den nun beschriebenen Entwurf der Vorsteuerung 71, des Zustandsreglers 73 und des Störbeobachters 77.

[0067] Eingangsgrößen des Vorsteuerungsblocks 71 sind die Soll-Winkelposition φ_{Dref} , die Soll-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{Dref}$, die Soll-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{Dref}$, der Soll-Ruck $\dddot{\varphi}_{Dref}$ und ggf. die Ableitung des Soll-Rucks $\varphi^{(4)}_{Dref}$. Der Führungsgrößenvektor \underline{w}_D ist damit

$$\underline{w}_D = \begin{bmatrix} \varphi_{Dref} \\ \dot{\varphi}_{Dref} \\ \ddot{\varphi}_{Dref} \\ \ddot{\varphi}_{Dref} \\ \varphi^{(IV)}_{Dref} \end{bmatrix} \quad (13)$$

35 [0068] Im Vorsteuerungsblock 71 werden die Komponenten von \underline{w}_D mit den Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} gewichtet und deren Summe auf den Steileingang gegeben. Im Falle, daß der Achsregler für die Drehachse keinen Zustandsreglerblock 73 umfaßt, ist dann die Größe u_{Dvorst} aus dem Vorsteuerungsblock gleich der Referenzansteuerspannung u_{Dref} , die nach Kompensation der Hydraulik-Nichtlinearität als Ansteuerspannung u_{SD} auf das Proportionalventil gegeben wird. Die Zustandsraumdarstellung (6) erweitert sich dadurch zu

$$40 \quad \dot{\underline{x}}_D = \underline{A}_D \underline{x}_D + \underline{B}_D \underline{S}_D \underline{w}_D \quad (14)$$

$$\underline{y}_D = \underline{C}_D \underline{x}_D$$

45 mit der Vorsteuerungsmatrix

$$\underline{S}_D = [K_{VD0} \ K_{VD1} \ K_{VD2} \ K_{VD3} \ K_{VD4}] \quad (15).$$

50 [0069] Wird die Matrizengleichung (14) ausgewertet, so kann sie als algebraische Gleichung für den Vorsteuerungsblock geschrieben werden, wobei u_{Dvorst} die unkorrigierte Sollansteuerspannung für das Proportionalventil basierend auf dem idealisierten Modell ist.

$$u_{Dvorst} = K_{VD0}\varphi_{Dref} + K_{VD1}\dot{\varphi}_{Dref} + K_{VD2}\ddot{\varphi}_{Dref} + K_{VD3}\ddot{\varphi}_{Dref} + K_{VD4}\varphi^{(IV)}_{Dref} \quad (16)$$

55 [0070] Die K_{VD0} bis K_{VD4} sind die Vorsteuerungsverstärkungen die in Abhängigkeit des aktuellen Aufrichtwinkels φ_A , der Seillänge l_S und der Lastmasse m_L berechnet werden, so daß die Last ohne Schwingungen bahngenau der Solltrajektorie folgt.

60 [0071] Die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} werden wie folgt berechnet. Bezuglich der Regelgröße Winkelposition der Last φ_{LD} läßt sich die Übertragungsfunktion ohne Vorsteuerungsblock wie folgt aus den Zustandsgleichungen (6) bis (12) gemäß dem Zusammenhang

$$G(s) = \frac{\varphi_{LD}(s)}{u_{Dvorst}(s)} = \underline{C}_D(sI - \underline{A}_D)^{-1} \underline{B}_D \quad (17)$$

65 angeben. Nun muß der Vorsteuerungsblock bei der Übertragungsfunktion berücksichtigt werden. Dadurch wird aus (17):

$$G_{VD}(s) = \frac{\varphi_{LD}}{\varphi_{Dref}} = G(s) \cdot K_{VD0} + K_{VD1}s + K_{VD2}s^2 + K_{VD3}s^3 + K_{VD4}s^4 \quad (18)$$

[0072] Dieser Ausdruck hat nach Ausmultiplizieren die folgende Struktur:

$$\frac{\varphi_{LD}}{\varphi_{Dref}} = \frac{...b_2(K_{VDi}) \cdot s^2 + b_1(K_{VDi}) \cdot s + b_0(K_{VDi})}{...a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0} \quad (20)$$

[0073] Zur Berechnung der Verstärkungen K_{VDi} (K_{VD0} bis K_{VD4}) sind lediglich die Koeffizienten b_4 bis b_0 und a_4 bis a_0 von Interesse. Ideales Systemverhalten bezüglich Position, der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, des Ruckles und ggf. der Ableitung des Ruckles ergibt sich genau dann, wenn die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems aus Vorsteuerung und Übertragungsfunktion des Drehwerks nach Gl. 19 bzw. 20 in ihren Koeffizienten b_i und a_i den folgenden Bedingungen genügt:

$$\begin{aligned} \frac{b_0}{a_0} &= 1 \\ \frac{b_1}{a_1} &= 1 \\ \frac{b_2}{a_2} &= 1 \\ \frac{b_3}{a_3} &= 1 \\ \frac{b_4}{a_4} &= 1 \end{aligned} \quad (21)$$

[0074] Dieses lineare Gleichungssystem kann in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} aufgelöst werden.

[0075] Beispielhaft sei dies für den Fall des Modells nach Gl. 6 bis 12 gezeigt. Die Auswertung von Gl. 20 nach den Bedingungen von Gl. 21 ergibt für die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} :

$$K_{VD0} = 0$$

$$K_{VD1} = \frac{c}{d} \quad (23)$$

$$K_{VD2} = \frac{-a}{d}$$

$$K_{VD3} = -\frac{l_S c b}{\cos(\varphi_A) l_A d f}$$

$$K_{VD4} = -\frac{l_S a b - \cos(\varphi_A) \cdot l_A b^2}{d \cos(\varphi_A) \cdot l_A f}$$

[0076] Dies hat zum Vorteil, daß diese Vorsteuerungsverstärkungen nunmehr in Abhängigkeit von den Modellparametern vorliegen. Im Falle von Modell nach Gl. (6) bis (12) sind die Modellparameter K_{PD} , i_D , V , φ_A , β , J_T , J_{AZ} , m_A , s_A , m_L , l_A , l_S , b_D .

[0077] Die Veränderung von Modellparametern wie des Aufrichtwinkels φ_A , der Lastmasse m_L und der Seillänge l_S kann sofort in der Veränderung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden. So können diese in Abhängigkeit der Meßwerte von φ_A , m_L und l_S stets nachgeführt werden. Das heißt, wird mit dem Hubwerk die Seillänge verändert, so verändern sich dadurch automatisch die Vorsteuerungsverstärkungen des Drehwerks, so daß resultierend stets das pen-

DE 100 64 182 A 1

deldämpfende Verhalten der Vorsteuerung beim Verfahren der Last erhalten bleibt.

[0078] Des Weiteren können bei Übertragung auf einen anderen Krantyp [] anderen technischen Daten die Vorsteuerungsverstärkungen [] schnell angepaßt werden.

[0079] Die Parameter K_{PD} , i_D , V , β , J_T , J_{AZ} , m_A , s_A und l_A stehen aus dem Datenblatt der technischen Daten zur Verfügung. Grundsätzlich als veränderliche Systemparameter werden die Parameter I_S , ϕ_A und m_L aus Sensordaten ermittelt. Die Parameter J_T , J_{AZ} sind aus FEM-Untersuchungen bekannt. Der Dämpfungsparameter b_D wird aus Frequenzgangmessungen bestimmt.

[0080] Mit dem Vorsteuerungsblock ist es nun möglich, die Drehachse des Kranes so anzusteuern, daß unter den idealisierten Bedingungen des dynamischen Modells nach Gl. (6) bis (12) keine Pendelbewegungen der Last beim Verfahren des Drehwerks auftreten und die Last der vom Bahnplanungsmodul generierten Bahn bahngenau folgt. Das dynamische Modell ist jedoch nur eine abstrahierte Wiedergabe der realen dynamischen Verhältnisse. Zudem können von außen Störungen (wie starker Windangriff o. ä.) wirken.

[0081] Deshalb wird der Vorsteuerungsblock 71 von einem Zustandsregler 73 unterstützt. Im Zustandsregler wird mindestens eine der Meßgrößen ϕ_{SI} , $\dot{\phi}_{SI}$, Φ_D , $\dot{\Phi}_D$ mit einer Reglerverstärkung gewichtet und auf den Stelleingang zurückgeführt. (Im Falle der Modellierung der Auslegerbiegung könnte auch eine der Meßgrößen w_h oder \dot{w}_h zurückgeführt werden, um die Auslegerschwingung zu kompensieren). Dort wird die Differenz zwischen dem Ausgangswert des Vorsteuerungsblocks 71 und dem Ausgangswert des Zustandsreglerblocks 73 gebildet. Ist der Zustandsreglerblock vorhanden, muß dieser bei der Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden.

[0082] Durch die Rückführung verändert sich Gl. (14) zu

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_D &= (\underline{A}_D - \underline{B}_D \underline{K}_D) \underline{x}_D + \underline{B}_D \underline{S}_D \underline{w}_D \\ \underline{y}_D &= \underline{C}_D \underline{x}_D \end{aligned} \quad (24)$$

[0083] \underline{K}_D ist die Matrix der Reglerverstärkungen des Zustandsreglers mit den Einträgen k_{1D} , k_{2D} , k_{3D} , k_{4D} . Dementsprechend verändert sich auch die beschreibende Übertragungsfunktion, die Grundlage für die Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen ist, nach (17) zu

$$G_{DR}(s) = \frac{\varphi_{LD}(s)}{\varphi_{D_{vors}}(s)} = \underline{C}_D(sI - \underline{A}_D + \underline{B}_D \underline{K}_D)^{-1} \underline{B}_D \quad (25)$$

[0083] Zur Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen K_{VDi} (K_{VD0} bis K_{VD4}) wird wiederum zunächst (25) analog zu (18) um die Aufschaltung der Führungsgrößen erweitert.

$$G_{VDR}(s) = \frac{\varphi_{LD}}{\varphi_{Dref}} = G_{DR}(s) \cdot (K_{VD0} + K_{VD1}s + K_{VD2}s^2 + K_{VD3}s^3 + K_{VD4}s^4) \quad (27)$$

[0084] Im Falle der Rückführung ist aber die Übertragungsfunktion auch von den Regelverstärkungen k_{1D} , k_{2D} , k_{3D} , k_{4D} abhängig. Damit ergibt sich die Struktur

$$\frac{\varphi_{LD}}{\varphi_{Dref}} = \frac{\dots b_2(K_{VDi}, k_{Di}) \cdot s^2 + b_1(K_{VDi}, k_{Di}) \cdot s + b_0(K_{VDi}, k_{Di})}{\dots a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0}. \quad (26)$$

[0085] Dieser Ausdruck hat die gleiche Struktur bzgl. K_{VDi} (K_{VD0} bis K_{VD4}) wie Gl. (20). Ideales Systemverhalten bezüglich Position, der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, des Ruckles und ggf. der Ableitung des Ruckles ergibt sich genau dann, wenn die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems aus Vorsteuerung und Übertragungsfunktion der Drehachse des Kranes nach Gl. 26 in ihren Koeffizienten b_i und a_i der Bedingung (21) genügt.

[0086] Dies führt wieder auf ein lineares Gleichungssystem, welches in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} aufgelöst werden kann. Jedoch sind die Koeffizienten b_i und a_i neben den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} nun auch von den bekannten Reglerverstärkungen k_{1D} , k_{2D} , k_{3D} , k_{4D} des Zustandsreglers abhängig, deren Herleitung im folgenden Teil der Erfindungsbeschreibung erläutert wird.

[0087] Für die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VD0} bis K_{VD4} des Vorsteuerungsblocks 71 erhält man unter Berücksichtigung des Zustandsreglerblocks 73:

55

60

65

$$K_{VD0} = k_1$$

$$K_{VD1} = \frac{c + d k_2}{d} \quad (28)$$

$$K_{VD2} = \frac{-\cos(\varphi_A) l_A f a + \cos(\varphi_A) l_A b d k_3 - d l_s b k_1}{\cos(\varphi_A) l_A d f} \cdot (-1)$$

$$K_{VD3} = -\frac{(\cos(\varphi_A) l_A d k_4 - l_S c - l_S d k_2)b}{\cos(\varphi_A) l_A d f}$$

$$K_{VD4} = \frac{(e \cos(\varphi_A)^2 l_A^2 d k_3 - e \cos(\varphi_A) l_A d l_S k_1 + l_S \cos(\varphi_A) l_A f a - \cos(\varphi_A)^2 l_A^2 b f + l_S^2 b d k_1 - l_S b \cos(\varphi_A) l_A d k_3 b)}{(d \cos(\varphi_A)^2 l_A^2 f^2)}$$

[0088] Damit sind mit Gl. (28) analog zu Gl. (23) die Vorsteuerungsverstärkungen bekannt, die ein schwingungsfreies und bahngenaues Verfahren der Last in Drehrichtung basierend auf dem idealisierten Modell garantieren. Dabei ist jedoch noch nicht der Zentripetalkrafteffekt durch die nichtlinearen Terme in der Differentialgleichung berücksichtigt. Nun sind die Zustandsreglerverstärkungen $k_{1D}, k_{2D}, k_{3D}, k_{4D}$ zu bestimmen. Dies soll im weiteren erläutert werden.

[0089] Die Reglerrückführung 73 ist als vollständiger Zustandsregler ausgeführt. Ein vollständiger Zustandsregler ist dadurch gekennzeichnet, daß jede Zustandsgröße, das heißt, jede Komponente des Zustandsvektors x_D mit einer Regelverstärkung k_{iD} gewichtet wird und auf den Steuereingang der Strecke zurückgeführt wird. Die Regelverstärkungen k_{iD} werden zum Regelvektor K_D zusammengefaßt.

[0090] Gemäß "Unbehauen, Regelungstechnik 2, a. a. O.", wird das dynamische Verhalten des Systems durch die Lage der Eigenwerte der Systemmatrix A_D , die zugleich Pole der Übertragungsfunktion im Frequenzbereich sind, bestimmt. Die Eigenwerte der Matrix können durch Berechnung der Nullstellen bzgl. der Variablen s des charakteristischen Polynoms $p(s)$ aus der Determinante wie folgt bestimmt werden.

$$\det(sI - A_D) = 0$$

$$\text{wobei } p(s) = \det(sI - A_D) \quad (29).$$

I ist die Einheitsmatrix. Die Auswertung von (29) führt im Falle des gewählten Zustandsraummodells nach Gl. 6-12 auf ein Polynom 4-ter Ordnung der Form:

$$p(s) = s^4 + p_3 s^3 + p_2 s^2 + p_1 s + p_0 \quad (30)$$

[0091] Durch Rückführung der Zustandsgrößen über die Reglermatrix K_D auf den Steuereingang können diese Eigenwerte gezielt verschoben werden, da die Lage der Eigenwerte nun durch die Auswertung der folgenden Determinante bestimmt ist:

$$p(s) = \det(sI - A_D + B_D \cdot K_D) \quad (31).$$

[0092] Die Auswertung von (31) führt wieder auf ein Polynom 4-ter Ordnung, welches jetzt jedoch von den Regelverstärkungen k_{iD} ($i = 1..4$) abhängt. Im Falle des Modells nach Gl. 6-12 wird (30) zu

$$p(s) = s^4 + \frac{(c e - b d k_{4D} + d e k_{2D}) s^3}{a e - b^2} + \frac{(a f - b d k_{3D} + d e k_{1D}) s^2}{a e - b^2} + \frac{(d k_{2D} f + c f) s}{a e - b^2} + \frac{d k_{1D} f}{a e - b^2} \quad (32)$$

[0093] Man fordert nun, daß durch die Regelverstärkungen k_{iD} die Gl. 31 bzw. 32 bestimmte Nullstellen einnimmt, um dadurch gezielt die Dynamik des Systems zu beeinflussen, die sich in den Nullstellen dieses Polynoms widerspiegelt.

DE 100 64 182 A 1

Dadurch ergibt sich eine Vorgabe für dieses Polynom gemäß:

$$p(s) = \prod_{i=1}^n (s - r_i) \quad (33)$$

5

wobei n die Systemordnung ist, die mit der Dimension des Zustandsvektors gleichzusetzen ist. Im Falle des Modells nach Gl. 6-12 ist $n = 4$ und damit $p(s)$:

$$p(s) = (s - r_1)(s - r_2)(s - r_3)(s - r_4) = s^4 + p_3 s^3 + p_2 s^2 + p_1 s + p_0 \quad (34)$$

[0094] Die r_i sind so zu wählen, daß das System stabil ist, die Regelung hinreichend schnell bei guter Dämpfung arbeitet und die Stellgrößenbeschränkung bei typischen auftretenden Regelabweichungen nicht erreicht wird. Die r_i können vor Inbetriebnahme in Simulationen nach diesen Kriterien bestimmt werden.

[0095] Die Reglerverstärkungen können nun durch Koeffizientenvergleich der Polynome Gl. 31 und 33 bestimmt werden.

$$\det(sI - \underline{A}_D + \underline{B}_D \cdot \underline{K}_D) = \prod_{i=1}^n (s - r_i) \quad (35)$$

20 [0096] Im Falle des Modells nach Gl. 6-12 ergibt sich ein lineares Gleichungssystem in Abhängigkeit von den Reglerverstärkungen k_{iD} . Die Auswertung des Gleichungssystems führt auf analytische mathematische Ausdrücke für die Reglerverstärkungen in Abhängigkeit von den gewünschten Polen r_i und den Systemparametern.

$$k_{1D} = \frac{r_1 r_2 r_3 r_4 (a e - b^2)}{d f}$$

$$30 k_{2D} = - \frac{(c f + r_1 r_2 r_4 a e - r_1 r_2 r_4 b^2 + r_1 r_2 r_3 a e - r_1 r_2 r_3 b^2 + r_2 r_3 r_4 a e - r_2 r_3 r_4 b^2 + r_1 r_3 r_4 a e - r_1 r_3 r_4 b^2)}{d f}$$

$$35 k_{3D} = \frac{(a f^2 + e^2 r_1 r_2 r_3 r_4 a - e r_1 r_2 r_3 r_4 b^2 - r_1 r_2 a e f + r_1 r_2 b^2 f -}{b d f}$$

$$40 \frac{r_2 r_4 a e f + r_2 r_4 b^2 f - r_3 r_4 a e f + r_3 r_4 b^2 f)}{}$$

45

$$k_4 = - \frac{(r_1 r_2 r_4 a e^2 - e r_1 r_2 r_4 b^2 + r_1 r_2 r_3 a e^2 - e r_1 r_2 r_3 b^2 + r_2 r_3 r_4 a e^2 - e r_2 r_3 r_4 b^2 + r_1 r_3 r_4 a e^2 - e r_1 r_3 r_4 b^2 - r_2 a e f + r_2 b^2 f - r_3 a e f + r_3 b^2 f)}{b d f}$$

50 [0097] Im Falle von Modell nach Gl. 6-12 sind die Modellparameter K_{PD} , i_D , V , φ_A , β , J_T , J_{AZ} , m_A , s_A , m_L , l_A , l_S , b_D . Vorteilhaft bei diesem Reglerentwurf ist, daß jetzt Parameterveränderungen des Systems, wie der Seillänge l_S oder des Aufrichtwinkels φ_A sofort in veränderten Reglerverstärkungen berücksichtigt werden können. Dies ist für ein optimiertes Regelverhalten von entscheidender Bedeutung.

55 [0098] Alternativ hierzu kann ein numerischer Entwurf nach dem Entwurfsverfahren von Riccati (siehe auch O. Föllinger: Regelungstechnik, 7. Aufl., Hüthig Verlag, Heidelberg, 1992) durchgeführt werden und die Reglerverstärkungen in Look-Up-Tables in Abhängigkeit von Lastmasse, Aufrichtwinkel und Seillänge abgespeichert werden.

[0099] Da ein vollständiger Zustandsregler die Kenntnis aller Zustandsgrößen verlangt, ist es vorteilhaft, anstatt eines Zustandsbeobachters die Regelung als Ausgangsrückführung auszuführen. Dies bedeutet, daß nicht alle Zustandsgrößen über den Regler zurückgeführt werden, sondern nur die, die durch Messungen erfaßt werden. Es werden also einzelne k_{iD} zu Null. Im Falle des Modells nach Gl. 6 bis 12 könnte beispielsweise die Messung des Seilwinkels entfallen. Damit wird $k_{3D} = 0$. Die Berechnung der k_{1D} , k_{2D} und k_{4D} kann trotzdem analog zu Gl. (36) erfolgen. Zudem kann es sinnvoll sein, aufgrund des nicht unerheblichen Rechenaufwandes für einen einzelnen Arbeitspunkt die Reglerparameter zu berechnen. Es muß jedoch anschließend die tatsächliche Eigenwertlage des Systems mit der Reglermatrix

$$65 \underline{K}_D = [k_{1D} \ k_{2D} \ 0 \ k_{4D}] \quad (37)$$

über die Berechnung nach Gl. 31 numerisch überprüft werden. Da dies nur numerisch erfolgen kann, muß der gesamte durch die veränderlichen Systemparameter aufgespannte Raum erfaßt werden. In diesem Falle wären dies die veränder-

lichen Systemparameter m_L , l_S und φ_A . Diese Parameter schwanken im Intervall $[m_{L\min}, m_{L\max}], [l_{S\min}, l_{S\max}]$ bzw. $[\varphi_{A\min}, \varphi_{A\max}]$. D. h. in diesen Intervallen müssen mehrere Stützstellen m_{Lk} , l_i bzw. φ_{Aj} gewählt werden und für alle möglichen Kombinationen dieser veränderlichen Systemparameter die Systemmatrix $\underline{A}_{ijk}(m_{Lk}, l_i, \varphi_{Aj})$ berechnet und in Gl. 31 eingesetzt und mit \underline{K}_D aus Gl. 37 ausgewertet werden:

$$\det(sI - \underline{A}_{ijk} + \underline{B} \cdot \underline{K}_D) = 0 \text{ für alle } i, j, k \quad (38).$$

[0100] Bleiben stets alle Nullstellen von (38) kleiner Null, so ist die Stabilität des Systems gewahrt und die ursprünglich gewählten Pole r_i können beibehalten werden. Ist dies nicht der Fall, so kann eine Korrektur der Pole r_i nach Gl. (33) erforderlich werden.

[0101] Falls eine Zustandsgröße nicht messbar ist, kann diese aus anderen Meßgrößen in einem Beobachter rekonstruiert werden. Dabei können durch das Meßprinzip bedingte Störgrößen eliminiert werden. In Fig. 7 wird dieses Modul als Störbeobachter 77 bezeichnet. Je nach dem welches Sensorsystem für die Seilwinkelmessung eingesetzt wird, ist der Störbeobachter geeignet zu konfigurieren. Wird beispielsweise ein Beschleunigungssensor verwendet, so muß der Störbeobachter aus der Pendeldynamik und dem Beschleunigungssignal der Last den Pendelwinkel schätzen. Bei einem Bildverarbeitungssystem ist es erforderlich, daß die Schwingungen des Auslegers durch den Beobachter kompensiert werden, damit ein verwertbares Signal ermittelt werden kann. Bei der Messung der Biegung des Auslegers mit Dehnmeßstreifen ist aus der rückwirkenden Biegung des Auslegers das Signal durch den Beobachter zu extrahieren. Im folgenden soll anhand der Messung mit einer Gyroskopsensor am Lsthaken die Rekonstruktion des Seilwinkels und der Seilwinkelgeschwindigkeit gezeigt werden.

[0102] Der Gyroskopsensor mißt die Winkelgeschwindigkeit in der entsprechenden Sensitivitätsrichtung. Durch geeignete Wahl des Einbauortes am Lsthaken entspricht die Sensitivitätsrichtung der Richtung des tangentialen Winkels $\dot{\varphi}_{Si}$. Der Störbeobachter hat nun die folgenden Aufgaben:

1. Korrektur des meßprinzipbedingten Offsets auf dem Meßsignal
2. Offsetkompensierte Integration des gemessenen Winkelgeschwindigkeitssignals zum Winkel signal
3. Eliminierung der Oberschwingungen auf dem Meßsignal, die durch Oberschwingungen des Seiles verursacht werden.

[0103] Die Störungen sind zunächst als Differentialgleichungen zu modellieren. Zunächst wird als Störgröße der Offsetfehler $\dot{\varphi}_{Offset,D}$ eingeführt. Die Störung wird als abschnittsweise konstant angenommen. Das Störmodell ist demnach

$$\ddot{\varphi}_{Offset,D} = 0 \quad (39).$$

[0104] Weiterhin ist das Meßsignal der Winkelgeschwindigkeit der einfachen Pendelbewegung von Oberschwingungen des Seiles überlagert. Die Resonanzfrequenz bezüglich der Oberschwingungen straffgespannter Seile (siehe auch Beitz W., Küttner K.-H.: Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Aufl., Springer Verlag, Heidelberg, 1990) lässt sich bei der 2-Seilaufhängung über den Zusammenhang

$$\omega_1 = \frac{\pi}{l_S} \sqrt{\frac{m_L g}{2 \mu_{Seil}}} \quad (39a)$$

bestimmen, wobei μ_{Seil} die Masse des Seiles bezogen auf die Längeneinheit ist. Die korrespondierende linearisierte Schwingungsdifferentialgleichung für die Oberschwingung ist

$$\ddot{\varphi}_{Ober,D} = -\omega_1^2 \varphi_{Ober,D} \quad (39b)$$

[0105] Die Zustandsraumdarstellung des Teilmodells für das Drehwerk nach Gl. 6–12 wird um das Störmodell erweitert. Im vorliegenden Fall wird ein vollständiger Beobachter hergeleitet. Die Beobachtergleichung für das modifizierte Zustandsraummodell lautet demnach:

$$\dot{\underline{x}}_D = (\underline{A}_D - \underline{H}_{Dz} \underline{C}_{mDz}) \cdot \underline{x}_D + \underline{B}_D \cdot \underline{u}_D + \underline{H}_{Dz} \underline{y}_{Dm} \quad (39c)$$

wobei in Ergänzung zu Gl. 6–12 die folgenden Matrizen und Vektoren eingeführt werden.

Zustandsvektor:

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

$$\underline{x}_{Dz} = \begin{bmatrix} \varphi_D \\ \dot{\varphi}_D \\ \varphi_{Si} \\ \dot{\varphi}_{Si} \\ \dot{\varphi}_{Offset,D} \\ \varphi_{Ober,D} \\ \dot{\varphi}_{Ober,D} \end{bmatrix}$$

Eingangsmatrix:

$$\underline{B}_{Dz} = \begin{bmatrix} 0 \\ de \\ \frac{ae - b^2}{ae - b^2} \\ 0 \\ -bd \\ \frac{ae - b^2}{ae - b^2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Systemmatrix:

$$\underline{A}_{Dz} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{ce}{ae - b^2} & \frac{fb}{ae - b^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{cb}{ae - b^2} & -\frac{af}{ae - b^2} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -w_1^2 \end{bmatrix}$$

Störbeobachtermatrix:

$$\underline{H}_{Dz} = \begin{bmatrix} h_{11D} & h_{12D} & h_{13D} \\ h_{21D} & h_{22D} & h_{23D} \\ h_{31D} & h_{32D} & h_{33D} \\ h_{41D} & h_{42D} & h_{43D} \\ h_{51D} & h_{52D} & h_{53D} \\ h_{61D} & h_{62D} & h_{63D} \\ h_{71D} & h_{72D} & h_{73D} \end{bmatrix}$$

Beobachterausgangsmatrix:

$$\underline{C}_{mDz} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ausgangsvektor der Meßgrößen:

$$\underline{y}_{mD} = \begin{bmatrix} \varphi_D \\ \dot{\varphi}_D \\ \dot{\varphi}_{Stm} \end{bmatrix} \quad (39d)$$

[0106] Die Bestimmung der Beobachterverstärkungen h_{ijD} wird entweder durch Transformation in Beobachtungsnormalform oder über das Entwurfsverfahren nach Riccati durchgeführt. Wesentlich ist dabei, daß im Beobachter ebenfalls veränderliche Seillänge, Aufrichtwinkel und Lastmasse durch Adaption der Beobachterdifferentialgleichung und der Beobachterverstärkungen berücksichtigt werden. Die Schätzung kann vorteilhafterweise auch basierend auf einem reduzierten Modell erfolgen. Hierzu wird nur die zweite Gleichung vom Modellansatz nach Gleichung 4, die die Seilschwingung beschreibt, betrachtet. Als Eingang des Störbeobachters wird $\ddot{\varphi}_D$ definiert, das entweder aus der Meßgröße oder u_{Dref} (siehe Gl. 40) berechnet werden kann. Das reduzierte Beobachterzustandsraummodell unter Berücksichtigung der Störgrößen ist dann:

$$\underline{A}_{DZred} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{af}{ae-b^2} & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -w_1^2 & 0 \end{bmatrix} \quad \underline{B}_{DZred} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{m_L \cdot l_A \cdot \cos \varphi_A}{m_L l_s} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$H_{DZred} = [h_{1red} \ h_{2red} \ h_{3red} \ h_{4red} \ h_{5red}]$$

$$\underline{x}_{DZred} = \begin{bmatrix} \hat{\varphi}_{St} \\ \dot{\hat{\varphi}}_{St} \\ \hat{\varphi}_{Offset, D} \\ \hat{\varphi}_{Ober, D} \\ \dot{\hat{\varphi}}_{Ober, D} \end{bmatrix}$$

$$C_{mDZred} = [0 \ 1 \ 1 \ 0 \ 1]$$

$$y_{mDred} = \dot{\varphi}_{Stm}$$

$$u_{DZred} = \ddot{\varphi}_D$$

[0107] Vorteilhaft ist dabei, daß der nichtlineare Anteil $m_L l_s^2 \dot{\varphi}_D^2 \varphi_{St}$ einfach als additiver Term der Zeile der Beobachter D6L berücksichtigt werden kann, da alle Größen als Meßgrößen oder geschätzte Größen vorliegen.

[0108] Aus dem geschätzten Zustandsvektor \hat{x}_{DZ} werden die geschätzten Werte $\hat{\varphi}_{St}$, $\dot{\hat{\varphi}}_{St}$ auf den Zustandregler zurückgeführt. Damit erhält man am Ausgang des Zustandreglerblocks 73 bei Rückführung von φ_D , $\dot{\varphi}_D$, $\hat{\varphi}_{St}$, $\dot{\hat{\varphi}}_{St}$ dann

$$u_{Drück} = k_{1D} \varphi_D + k_{2D} \dot{\varphi}_D + k_{3D} \hat{\varphi}_{St} + k_{4D} \dot{\hat{\varphi}}_{St} \quad (39e)$$

[0109] Die Sollansteuerspannung des Proportionalventils für das Drehwerk ist unter Berücksichtigung der Vorsteuerung 71 dann

$$u_{Dref} = u_{Dvorst} - u_{Drück} \quad (40).$$

[0110] Da im Zustandsraummodell nach Gl. 6-12 nur lineare Systemanteile berücksichtigt werden können, können optional statische Nichtlinearitäten der Hydraulik im Block 75 der Hydraulikkompensation so berücksichtigt werden, daß sich resultierend ein lineares Systemverhalten bezüglich des Systemeingangs ergibt. Die wesentlichsten nichtlinearen Effekte der Hydraulik sind der Totgang des Proportionalventils um den Nullpunkt und Hystereseeffekte der unterlagerten Förderstromregelung. Hierzu wird experimentell die statische Kennlinie zwischen Ansteuerspannung u_{StD} des Proportionalventils und dem resultierenden Förderstrom Q_{FD} aufgenommen. Die Kennlinie kann durch eine mathematische Funktion beschrieben werden.

$$Q_{FD} = f(u_{StD}) \quad (41).$$

DE 100 64 182 A 1

[0111] Bezuglich des Systemeingangs wird nun Linearität gefordert. D. h. das Proportionalventil und der Block der Hydraulikkompensation sollen gemäß Gl. (5) zusammengefaßt folgendes Übertragungsverhalten haben.

$$5 \quad Q_{FD} = K_{PD} u_{S1D} \quad (42).$$

[0112] Hat der Kompensationsblock 75 die statische Kennlinie

$$10 \quad u_{S1D} = h(u_{Dref}) \quad (43),$$

so ist Bedingung (42) genau dann erfüllt, wenn als statische Kompensationskennlinie

$$h(u_{Dref}) = f^{-1}(K_{PD} u_{Dref}) \quad (44)$$

15 gewählt wird.

[0113] Damit sind die einzelnen Komponenten des Achsreglers für das Drehwerk erläutert. Resultierend erfüllt die Kombination aus Bahnplanungsmodul und Achsregler Drehwerk die Anforderung einer schwingungsfreien und bahngenauen Bewegung der Last.

20 [0114] Aufbauend auf diesen Ergebnissen soll nun der Achsregler für das Wippwerk 7 erläutert werden. Fig. 9 zeigt die grundsätzliche Struktur des Achsreglers für das Wippwerk.

[0115] Die Ausgangsfunktionen des Bahnplanungsmoduls in Form der Sollastposition, in radialer Richtung ausgedrückt, sowie deren Ableitungen (Geschwindigkeit, Beschleunigung, Ruck, und Ableitung des Ruckles) werden auf den Vorsteuerungsblock 91 (Block 71 beim Drehwerk) gegeben. Im Vorsteuerungsblock werden diese Funktionen so verstärkt, daß sich resultierend ein bahngenaues Fahren der Last ohne Schwingungen unter den idealisierten Voraussetzungen des dynamischen Modells ergibt. Grundlage für die Bestimmung der Vorsteuerungsverstärkungen ist das dynamische Modell, das in den folgenden Abschnitten für das Wippwerk hergeleitet wird. Damit ist unter diesen idealisierten Voraussetzungen das Schwingen der Last unterdrückt und die Last folgt der generierten Bahn.

[0116] Wie beim Drehwerk kann zum Ausregeln von Störungen (z. B. Windeinflüsse) und Kompensieren von Modellfehlern optional die Vorsteuerung um einen Zustandsreglerblock 93 (vgl. Drehwerk 73) ergänzt werden. In diesem Block wird mindestens eine der Meßgrößen Aufrichtwinkel φ_A , Aufrichtwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_A$, Biegung des Auslegers in vertikaler Richtung w_v , die Ableitung der vertikalen Biegung \dot{w}_v , der radiale Seilwinkel φ_{sr} oder die radiale Seilwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{sr}$ verstärkt und wieder auf den Stelleingang rückgeführt. Die Ableitung der Meßgrößen φ_A , φ_{sr} und w_v wird numerisch in der Mikroprozessorsteuerung gebildet.

[0117] Aufgrund der dominanten statischen Nichtlinearität der hydraulischen Antriebsaggregate (Hysterese, Totgang) wird der nun aus Vorsteuerung u_{Avor} und optional Zustandsreglerausgang $u_{Arück}$ gebildete Wert für den Stelleingang u_{Aref} im Block Hydraulikkompensation 95 (analog zu Block 75) so verändert, daß sich resultierend lineares Verhalten des Gesamtsystems annehmen läßt. Ausgang des Blocks 95 (Hydraulikkompensation) ist die korrigierte Stellgröße u_{SA} . Dieser Wert wird dann auf das Proportionalventil des Hydraulikkreislaufes für den Zylinder des Wippwerks gegeben.

[0118] Zur detaillierten Erläuterung der Vorgehensweise soll nun die Herleitung des dynamischen Modells für das Wippwerk dienen, das die Grundlage für die Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen, des Zustandsreglers und des Störbeobachters ist.

[0119] Hierzu gibt Fig. 10 Erläuterungen zur Definition der Modellvariablen. Wesentlich ist dabei der dort gezeigte Zusammenhang zwischen der Aufrichtwinkelposition φ_A des Auslegers und der Lastposition in radialer Richtung r_{LA} .

$$45 \quad r_{LA} = l_A \cos \varphi_A + l_s \sin \varphi_{sr} \quad (45).$$

[0120] Für das Regelverhalten ist jedoch das Kleinsignalverhalten entscheidend. Daher wird Gl. (45) linearisiert und ein Arbeitspunkt φ_{A0} gewählt. Die radiale Abweichung wird dann als Regelgröße definiert.

$$50 \quad \Delta r_{LA} = -l_A \varphi_A \sin \varphi_{A0} + l_s \sin \varphi_{sr} \quad (45a).$$

[0121] Das dynamische System kann durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

$$55 \quad \begin{aligned} & \left(J_{AY} + m_A s_A^2 + m_L l_A^2 \sin^2 \varphi_{A0} \right) \ddot{\varphi}_A - m_L l_A l_s \sin \varphi_{A0} \dot{\varphi}_{sr} \\ & + b_A \dot{\varphi}_A - (m_A s_A + m_L l_A) g \sin \varphi_{A0} \varphi_A = \\ & M_{MA} - M_{RA} - (m_A s_A + m_L l_A) g \cos \varphi_{A0} \\ & - m_L l_A l_s \sin \varphi_{A0} \ddot{\varphi}_A + m_L l_s^2 \ddot{\varphi}_{sr} + m_L l_s g \varphi_{sr} = m_L l_s^2 \dot{\varphi}_D^2 \varphi_{sr} \end{aligned} \quad (46)$$

Bezeichnungen

m_L Lastmasse	
l_S Seillänge	
m_A Masse des Auslegers	
J_{AY} Massenträgheitsmoment bezüglich Schwerpunkt bei Drehung um horizontale Achse inkl. Antriebsstrang	5
l_A Länge des Auslegers	
s_A Schwerpunktsabstand des Auslegers	
b_A viskose Dämpfung	
M_{MA} Antriebsmoment	10
M_{RA} Reibmoment	

[0122] Die erste Gleichung von (4) beschreibt im wesentlichen die Bewegungsgleichung des Auslegers mit dem antriebenden Hydraulikzylinder, wobei die Rückwirkung durch die Pendelung der Last berücksichtigt wird. Dabei ist auch der durch die Schwerkraft des Auslegers einwirkende Anteil und die viskose Reibung im Antrieb berücksichtigt. Die zweite Gleichung von (4) ist die Bewegungsgleichung, welche die Lastpendelung φ_{sr} beschreibt, wobei die Anregung der Schwingung durch das Aufrichten bzw. Neigen des Auslegers über die Winkelbeschleunigung des Auslegers oder eine äußere Störung, ausgedrückt durch Anfangsbedingungen für diese Differentialgleichungen, verursacht wird. Über den Term auf der rechten Seite der Differentialgleichung wird der Einfluß der Zentripetalkraft auf die Last bei Drehung der Last mit dem Drehwerk beschrieben. Dadurch wird ein für einen Drehkran typisches Problem beschrieben, da damit eine Kopplung zwischen Drehwerk und Wippwerk besteht. Anschaulich kann man dieses Problem dadurch beschreiben, daß eine Drehwerksbewegung mit quadratischer Drehgeschwindigkeitsabhängigkeit auch einen Winkelausschlag in radialer Richtung hervorruft. Wenn bahngenaues Fahren der Last erreicht werden soll, muß diesem Problem Rechnung getragen werden. Zunächst wird dieser Effekt zu 0 gesetzt. Nachdem die Komponenten des Achsreglers erläutert wurden, wird der Punkt der Kopplung zwischen Dreh- und Wippwerk nochmals aufgegriffen und Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt.

[0123] Der hydraulische Antrieb wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$M_{MA} = F_{Zyl} d_b \cos \varphi_p(\varphi_A)$$

$$F_{Zyl} = p_{Zyl} A_{Zyl}$$

$$\dot{p}_{Zyl} = \frac{2}{\beta V_{Zyl}} (Q_{FA} - A_{Zyl} \dot{z}_{Zyl}(\varphi_A, \dot{\varphi}_A)) \quad (47)$$

$$Q_{FA} = K_{PA} u_{StA}$$

[0124] F_{Zyl} ist die Kraft des Hydraulikzylinders auf die Kolbenstange, p_{Zyl} ist der Druck im Zylinder (je nach Bewegungsrichtung kolben- oder ringseitig), A_{Zyl} ist die Querschnittsfläche des Zylinders (je nach Bewegungsrichtung kolben- oder ringseitig), β ist die Ölkompressibilität, V_{Zyl} ist das Zylindervolumen, Q_{FA} ist der Förderstrom im Hydraulikkreis für das Wippwerk und K_{PA} ist die Proportionalitätskonstante, die den Zusammenhang zwischen Förderstrom und Ansteuerspannung des Proportionalventils angibt. Dynamische Effekte der unterlagerten Förderstromregelung werden vernachlässigt. Bei der Ölkompression im Zylinder wird als relevantes Zylindervolumen die Hälfte des Gesamtvolumens des Hydraulikzylinders angenommen. z_{Zyl} , \dot{z}_{Zyl} sind die Position bzw. die Geschwindigkeit der Zylinderstange. Diese sind ebenso wie die geometrischen Parameter d_b und φ_p von der Aufrichtkinematik abhängig.

[0125] In Fig. 11 ist die Aufrichtkinematik des Wippwerks dargestellt. Der Hydraulikzylinder ist am unteren Ende am Kranturm verankert. Aus Konstruktionsdaten kann der Abstand d_a zwischen diesem Punkt und dem Drehpunkt des Auslegers entnommen werden. Die Kolbenstange des Hydraulikzylinders ist am Ausleger im Abstand d_b befestigt. φ_0 ist ebenfalls aus Konstruktionsdaten bekannt. Daraus läßt sich der folgende Zusammenhang zwischen Aufrichtwinkel φ_A und Hydraulikzylinderposition z_{Zyl} herleiten.

$$z_{Zyl} = \sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)} \quad (48)$$

[0126] Da nur der Aufrichtwinkel φ_A Meßgröße ist, ist die umgekehrte Relation von (48) sowie die Abhängigkeit zwischen Kolbenstangengeschwindigkeit \dot{z}_{Zyl} und Aufrichtgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_A$ ebenfalls von Interesse.

$$\varphi_A = \arccos\left(\frac{d_a^2 + d_b^2 - z_{Zyl}^2}{2d_a d_b}\right) - \varphi_0 \quad (49)$$

$$\dot{\varphi}_A = \frac{\partial \varphi_A}{\partial z_{Zyl}} \dot{z}_{Zyl} = \frac{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)}}{d_b d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0)} \dot{z}_{Zyl} \quad (50)$$

[0127] Für die Berechnung des wirksamen Momentes auf den Ausleger ist außerdem die Berechnung des Projektions-

winkels φ_p erforderlich

$$\cos \varphi_p = \frac{d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0)}{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)}} = \frac{h_1}{h_2} \quad (51)$$

[0128] Damit kann das in den Gl. 46–51 beschriebene dynamische Modell des Wippwerks nun in die Zustandsraumdarstellung (siehe auch O. Föllinger: Regelungstechnik, 7. Aufl., Hüthig Verlag, Heidelberg, 1992) transformiert werden. Da Linearität vorausgesetzt wird, wird zunächst der Zentripetalkraftkopplungsterm mit dem Drehwerk aufgrund der 10 Drehgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_D$ vernachlässigt. Außerdem werden die Anteile aus Gleichung 46, die durch die Gravitation begründet sind, null gesetzt. Es ergibt sich die folgende Zustandsraumdarstellung des Systems.

Zustandsraumdarstellung:

$$\begin{aligned} \dot{x}_A &= A_A x_A + B_A u_A \\ y_A &= C_A x_A \end{aligned} \quad (52)$$

mit:

Zustandsvektor:

$$x_A = \begin{bmatrix} \varphi_A \\ \dot{\varphi}_A \\ \varphi_{Sr} \\ \dot{\varphi}_{Sr} \end{bmatrix} \quad (53)$$

Steuergröße:

$$u_A = u_{StA} \quad (54)$$

Ausgangsgröße:

$$y_A = r_{LA} \quad (55)$$

Systemmatrix:

$$A_A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{f c}{a f - b^2} & -\frac{b g}{a f - b^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{b c}{a f - b^2} & -\frac{a g_e}{a f - b^2} & 0 \end{bmatrix} \quad (56)$$

$$a = J_{AY} + m_A S_A^2 + m_L l_A^2 \sin(\varphi_A)^2$$

$$b = m_L l_A \sin(\varphi_A) l_s$$

55

$$c = b_A + \frac{A_{zyl}^2 d_b^2 h_1^2}{\beta V_{zyl} h_2^2}$$

65

$$e = \frac{K_{PA} A_{zyl} d_b h_1}{\beta V_{zyl} h_2}$$

5

$$f = m_L l_s^2$$

10

$$g_g = m_L g l_s$$

wobei:

15

$$h_1 = \sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \cos(\varphi_A + \varphi_0)} \quad (66)$$

$$h_2 = d_a \sin(\varphi_A + \varphi_0)$$

20

Steuervektor:

$$\underline{B}_A = \begin{bmatrix} 0 \\ f e \\ a f - b^2 \\ 0 \\ b e \\ a f - b^2 \end{bmatrix} \quad (57)$$

25

30

Ausgangsvektor:

$$\underline{C}_A = [-l_s \sin(\varphi_{A0}) \ 0 \ l_s \ 0] \quad (58).$$

35

[0129] Das dynamische Modell des Wippwerks wird als parameterveränderliches System bezüglich der Seillänge l_s und der trigonometrischen Funktionsanteile des Auslegerwinkels φ_A sowie der Lastmasse m_L aufgefaßt. Die Gleichungen (52) bis (58) sind Grundlage für den nun beschriebenen Entwurf der Vorsteuerung 91, des Zustandsreglers 93 und des Störbeobachters 97.

[0130] Eingangsgrößen des Vorsteuerungsblocks 91 sind die Soll-Position r_{LA} , die Soll-Geschwindigkeit \dot{r}_{LA} , die Sollbeschleunigung \ddot{r}_{LA} , der Soll-Ruck \dddot{r}_{LA} und die Ableitung des Soll-Rucks $r_{LA}^{(IV)}$. Der Führungsgrößenvektor \underline{w}_A ist damit analog zu (13)

$$\underline{w}_A = \begin{bmatrix} r_{LAref} \\ \dot{r}_{LAref} \\ \ddot{r}_{LAref} \\ \vdots \\ \ddot{r}_{LAref} \\ r_{LAref}^{(IV)} \end{bmatrix} \quad (59)$$

45

50

[0131] Im Vorsteuerungsblock 91 werden die Komponenten von \underline{w}_A mit den Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} gewichtet und deren Summe auf den Steileingang gegeben. Im Falle, daß der Achsregler für die Aufrichtachse keinen Zustandsreglerblock 93 umfaßt, ist dann die Größe u_{Avor} aus dem Vorsteuerungsblock gleich der Referenzansteuerspannung u_{Aref} , die nach Kompensation der Hydraulik-Nichtlinearität als Ansteuerspannung u_{SA} auf das Proportionalventil gegeben wird. Die Zustandsraumdarstellung (52) erweitert sich dadurch analog zu (14) zu

55

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_A &= \underline{A}_A \underline{x}_A + \underline{B}_A \underline{S}_A \underline{w}_A \\ \underline{y}_A &= \underline{C}_A \underline{x}_A \end{aligned} \quad (60)$$

60

mit der Vorsteuerungsmatrix

$$\underline{S}_A = [K_{VA0} \ K_{VA1} \ K_{VA2} \ K_{VA3} \ K_{VA4}] \quad (61).$$

65

[0132] Wird die Matrizengleichung (60) ausgewertet, so kann sie als algebraische Gleichung für den Vorsteuerungsblock geschrieben werden, wobei u_{Avor} die unkorrigierte Sollansteuerspannung für das Proportionalventil basierend auf

dem idealisierten Modell ist.

$$u_{Avorsi} = K_{VA0}r_{LAref} + K_{VA1}\dot{r}_{LAref} + K_{VA2}\ddot{r}_{LAref} + K_{VA3}\dddot{r}_{LAref} + K_{VA4}r_{LAref}^{(IV)} \quad (62)$$

[0133] Die K_{VA0} bis K_{VA4} sind die Vorsteuerungsverstärkungen, die in Abhängigkeit des aktuellen Aufrichtwinkels φ_A , der Lastmasse m_L und der Seillänge l_S berechnet werden, so daß die Last ohne Schwingungen bahngenau der Solltrajektorie folgt.

[0134] Die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} werden wie folgt berechnet. Bezuglich der Regelgröße der radialen Lastposition r_{LA} lässt sich die Übertragungsfunktion ohne Vorsteuerungsblock wie folgt aus den Zustandsgleichungen (52) bis (58) gemäß dem Zusammenhang

$$G(s) = \frac{r_{LA}(s)}{u_{Avorsi}(s)} = \underline{C}_A(sI - \underline{A}_A)^{-1} \underline{B}_A \quad (63)$$

angeben. Damit kann mit Gl. (63) die Übertragungsfunktion zwischen Ausgang Vorsteuerungsblock und Lastposition berechnet werden. Unter Berücksichtigung des Vorsteuerungsblocks 91 in Gl. (63) erhält man eine Beziehung, die nach Ausmultiplizieren die Form

$$\frac{r_{LA}}{r_{LAref}} = \frac{\dots b_2(K_{VAi}) \cdot s^2 + b_1(K_{VAi}) \cdot s + b_0(K_{VAi})}{\dots a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0}. \quad (64)$$

hat. Zur Berechnung der Verstärkungen K_{VAi} (K_{VA0} bis K_{VA4}) sind lediglich die Koeffizienten b_4 bis b_0 und a_4 bis a_0 von Interesse. Ideales Systemverhalten bezüglich Position, der Geschwindigkeit, der Beschleunigung, des Ruckles und der Ableitung des Ruckles ergibt sich genau dann, wenn die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems aus Vorsteuerung und Übertragungsfunktion des Wipperwerks den Bedingungen nach Gl. (21) für die Koeffizienten b_i und a_i genügt.

[0135] Daraus ergibt sich wiederum ein lineares Gleichungssystem, das in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} aufgelöst werden kann.

[0136] Für den Fall des Modells nach Gl. 52 bis 58 ergibt sich analog zum Rechenweg beim Drehwerk (Gl. 18–23) dann für die Vorsteuerungsverstärkungen

$$K_{VA0} = 0$$

35

$$K_{VA1} = \frac{-c}{e l_A \sin(\varphi_{A0})} \quad (65)$$

40

$$K_{VA2} = - \frac{a g_s (af - b')}{e l_A \sin \varphi_{A0} (f a g_s - b^2 g)}$$

45

$$K_{VA3} = \frac{-b(l_s b^2 c - l_s a f c)}{(e l_A^2 \sin(\varphi_{A0})^2 (f a g_s - b^2 g))}$$

$$K_{VA4} = \frac{b(a^2 f^2 l_A \sin(\varphi_A) bg - l_s a^3 f^2 g_s - l_s b^4 a g_s + 2l_s b^2 a^2 f g_s - 2a f b^3 l_A \sin(\varphi_A) g + b^5 l_A \sin(\varphi_A) g)}{e l_A^2 \sin(\varphi_A)^2 (-2 f a g_s b^2 g + b^4 g^2 + f^2 a^2 g_s^2)}$$

[0137] Wie schon beim Drehwerk gezeigt, hat dies zum Vorteil, daß die Vorsteuerungsverstärkungen in Abhängigkeit von den Modellparametern vorliegen. Im Falle von Modell nach Gl. 52 bis 58 sind die Systemparameter J_A , m_A , s_A , l_A , m_L , trigonometrische Terme von φ_A , l_s , h_A , K_{PA} , A_{Zyl} , V_{Zyl} , β , d_b , d_a .

[0138] Damit kann die Veränderung von Modellparametern wie des Aufrichtwinkels φ_A , der Lastmasse m_L und der Seillänge l_S sofort in der Veränderung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden. So können diese in Abhängigkeit von den Meßwerten stets nachgeführt werden. Das heißt, wird mit dem Hubwerk eine andere Seillänge l_S angefahren, so verändern sich dadurch automatisch die Vorsteuerungsverstärkungen, so daß resultierend stets das pendeldämpfende Verhalten der Vorsteuerung beim Verfahren der Last erhalten bleibt.

[0139] Die Parameter J_A , m_A , s_A , l_A , K_{PA} , A_{Zyl} , V_{Zyl} , β , d_b und d_a stehen aus dem Datenblatt der technischen Daten zur Verfügung. Grundsätzlich als veränderliche Systemparameter werden die Parameter l_s , m_L und φ_A aus Sensordaten ermittelt. Der Dämpfungsparameter b_A wird aus Frequenzgangmessungen bestimmt.

DE 100 64 182 A 1

[0140] Mit dem Vorsteuerungsblock ist es nun möglich das Wippwerk des Krans so anzusteuern, daß unter den idealisierten Bedingungen des dynamischen Modells nach Gl. 52 bis 58 keine Schwingungen der Last beim Verfahren des Wippwerks auftreten und die Last der vom Bahnplanungsmodul generierten Bahn bahnen folgt. Das dynamische Modell ist jedoch nur eine abstrahierte Wiedergabe der realen dynamischen Verhältnisse. Zudem können auf den Kran von außen Störungen (z. B. starker Windangriff o. ä.) wirken.

[0141] Deshalb wird der Vorsteuerungsblock 91 von einem Zustandsregler 93 unterstützt. Im Zustandsregler wird mindestens eine der Meßgrößen φ_A , $\dot{\varphi}_A$, φ_{Sr} , $\dot{\varphi}_{Sr}$ mit einer Reglerverstärkung gewichtet und auf den Stelleingang zurückgeführt. Dort wird die Differenz zwischen dem Ausgangswert des Vorsteuerungsblocks 91 und dem Ausgangswert des Zustandsreglerblocks 93 gebildet. Ist der Zustandsreglerblock vorhanden, muß dieser bei der Berechnung der Vorsteuerungsverstärkungen berücksichtigt werden.

[0142] Durch die Rückführung verändert sich Gl. (60) zu

$$\dot{x}_A = (\underline{A}_A - \underline{B}_A \underline{K}_A) x_A + \underline{B}_A \underline{S}_A w_A \quad (67)$$

$$y_A = \underline{C}_A x_A$$

5

10

15

[0143] K_A ist die Matrix der Reglerverstärkungen des Zustandsreglers des Wippwerks analog zur Reglermatrix K_D beim Drehwerk. Analog zum Rechenweg beim Drehwerk von Gl. 25 bis 28 verändert sich die beschreibende Übertragungsfunktion

20

$$G_{AR}(s) = \frac{r_{LA}(s)}{u_{Avorsi}(s)} = \underline{C}_A (sI - \underline{A}_A + \underline{B}_A \underline{K}_A)^{-1} \underline{B}_A \quad (68)$$

25

[0144] Im Falle der Aufrichtachse können beispielweise die Größen φ_A , $\dot{\varphi}_A$, φ_{Sr} , $\dot{\varphi}_{Sr}$ zurückgeführt werden. Die korrespondierenden Reglerverstärkungen von K_A sind hierzu k_{1A} , k_{2A} , k_{3A} , k_{4A} . Nach Berücksichtigung der Vorsteuerung 91 in Gl. 68 können die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VAi} (K_{VA0} bis K_{VA4}) nach der Bedingung von Gl. 21 berechnet werden.

25

[0145] Dies führt wieder auf ein lineares Gleichungssystem analog zu Gl. 22, welches in analytischer Form nach den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} aufgelöst werden kann. Es sei jedoch angemerkt, daß die Koeffizienten b_i und a_i neben den gesuchten Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} nun auch von den bekannten Reglerverstärkungen k_{1A} , k_{2A} , k_{3A} , k_{4A} des Zustandsreglers abhängig sind.

30

[0146] Für die Vorsteuerungsverstärkungen K_{VA0} bis K_{VA4} des Vorsteuerungsblocks 91 erhält man unter Berücksichtigung des Zustandsreglerblocks 93 analog zu Gl. 28 bei der Drehachse:

35

40

45

50

55

60

65

$$K_{VA0} = \frac{k_{1A}}{l_A \sin(\varphi_{A0})} (-1)$$

5

$$K_{VA1} = \frac{c + e k_{2A}}{e l_A \sin(\varphi_{A0})} \cdot (-1)$$

10

$$K_{VA2} = \frac{-(a f b e k_{3A} l_A \sin(\varphi_A) - b^2 a g_e l_A \sin(\varphi_A) - b^3 e k_{3A} l_A \sin(\varphi_A) + a^2 f g_e l_A \sin(\varphi_A) - e l_s b^3 k_{1A} + e l_s b a f k_{1A})}{(e l_A^2 \sin(\varphi_{A0})^2 (f a g_e - b^2 g))}$$

$$K_{VA3} = \frac{-b (a f e k_{4A} l_A \sin(\varphi_A) - b^2 e k_{4A} l_A \sin(\varphi_A) - l_s b^2 c - l_s b^2 e k_{2A} + l_s a f c + l_s a f e k_{2A})}{(e l_A^2 \sin(\varphi_{A0})^2 (f a g_e - b^2 g))}$$

25

$$\begin{aligned} & -b (l_s b a^2 f^2 e k_{3A} l_A \sin(\varphi_A) e l_s k_{1A} - f^3 a^2 l_A^2 \sin(\varphi_A)^2 e k_{3A} + l_s^2 b a^2 f^2 e k_{1A} + l_s a^3 f^2 g_e l_A \sin(\varphi_A) \\ & - 2 l_s b^3 a f e k_{3A} l_A \sin(\varphi_A) + l_s b^4 a g_e l_A \sin(\varphi_A) + l_s b^5 e k_{3A} l_A \sin(\varphi_A) \\ & - 2 l_s b^2 a^2 f g_e l_A \sin(\varphi_A) - 2 l_s^2 b^3 e a f e k_{1A} - f b^4 l_A \sin(\varphi_A) e l_s k_{1A} \\ & + 2 f^2 b^2 l_A \sin(\varphi_A) e l_s k_{1A} + 2 f^2 b^2 l_A^2 \sin(\varphi_A)^2 a e k_{3A} \\ & - f b^4 l_A^2 \sin(\varphi_A)^2 e k_{3A} + 2 a f b^3 l_A^2 \sin(\varphi_A)^2 g - b^5 l_A^2 \sin(\varphi_A)^2 g \\ & K_{VA4} = \frac{+l_s^2 b^5 e k_{1A} - a^2 f^2 l_A^2 \sin(\varphi_A)^2 b g}{(e l_A^3 \sin(\varphi_A)^3 (-2 f a g_e b^2 g + b^4 g^2 + f^2 a^2 g_e^2))} \end{aligned}$$

40

(69)

[0147] Mit Gl. 69 sind nun auch die Vorsteuerungsverstärkungen bekannt, die ein schwingungsfreies und bahngenaues Verfahren der Last in Drehrichtung basierend auf dem idealisierten Modell unter Berücksichtigung des Zustandsreglerblocks 93 garantieren. Anzumerken ist, daß der Zentripetalkraftterm im Modellansatz für die Gl. 68 vernachlässigt wurde und damit auch in der Vorsteuerung nicht berücksichtigt wird. Nun sind die Zustandsreglerverstärkungen k_{1A} , k_{2A} , k_{3A} , k_{4A} zu bestimmen. Dies soll im weiteren erläutert werden.

[0148] Die Reglerrückführung 93 ist als Zustandsregler ausgeführt. Die Reglerverstärkungen berechnen sich analog zum Rechenweg von Gl. 29 bis 39 beim Drehwerk.

[0149] Die Komponenten des Zustandsvektors x_A werden mit den Regelverstärkungen k_{iA} der Reglermatrix K_A gewichtet und auf den Stelleingang der Strecke zurückgeführt.

[0150] Wie beim Drehwerk werden die Reglerverstärkungen über Koeffizientenvergleich der Polynome analog zu Gl. 35

$$55 \quad \det(sI - \underline{A}_A + \underline{B}_A \cdot \underline{K}_A) = \prod_{i=1}^n (s - r_i) \quad (69a)$$

bestimmt. Da das Modell des Wippwerks wie das der Drehachse die Ordnung $n = 4$ hat, ergibt sich für das charakteristische Polynom $p(s)$ des Wippwerks analog zu Gl. 30, 31, 32 beim Drehwerk

60

65

$$\begin{aligned}
 p(s) = & s^4 \\
 + & \frac{(a f b e k_{4A} - b^3 e k_{4A} + f^2 c a - f c b^2 + f^2 e k_{2A} a - f e k_{2A} b^2) s^3}{(a f - b^2)^2} \\
 + & \frac{(-f e k_{1A} b^2 + a f b e k_{3A} - b^2 a g_g + a^2 f g_g - b^3 e k_{3A} + f^2 e k_{1A} a) s^2}{(a f - b^2)^2} \\
 + & \frac{(f c a g_g + f e k_{2A} a g_g - c b^2 g - e k_{2A} b^2 g) s}{(a f - b^2)^2} + \frac{f e k_{1A} a g_g - b^2 e k_{1A} g}{(a f - b^2)^2}
 \end{aligned}$$

(69b)

[0151] Der Koeffizientenvergleich mit dem Polvorgabepolynom nach Gl. 35 führt wieder auf ein lineares Gleichungssystem für die Regelverstärkungen k_{iA} .

[0152] Die r_i des Polvorgabepolynoms werden dabei so gewählt, daß das System stabil ist, die Regelung hinreichend schnell bei guter Dämpfung arbeitet und die Stellgrößenbeschränkung bei typischen auftretenden Regelabweichungen nicht erreicht wird. Die r_i können vor Inbetriebnahme in Simulationen nach diesen Kriterien bestimmt werden.

[0153] Die Bestimmung der Reglerverstärkungen führt wieder analog zu Gl. 36 auf analytische mathematische Ausdrücke für die Reglerverstärkungen in Abhängigkeit von den gewünschten Polen r_i und den Systemparametern. Im Falle von Modell nach Gl. 52 bis 58 sind die Systemparameter J_{AY} , m_A , s_A , l_A , m_L , l_S , b_A , K_{PA} , A_{Zyl} , V_{Zyl} , β , d_b , d_a . Wie beim Drehwerk können jetzt Parameterveränderungen des Systems, wie der Seillänge l_S , der Lastmasse m_L oder des Aufrichtwinkels φ_A sofort in veränderten Reglerverstärkungen berücksichtigt werden. Dies ist für ein optimiertes Regelverhalten von entscheidender Bedeutung.

[0154] Alternativ hierzu kann ein numerischer Entwurf nach dem Entwurfsverfahren von Riccati (siehe auch O. Föllinger: Regelungstechnik, 7. Aufl., Hüthig Verlag, Heidelberg, 1992) durchgeführt werden und die Reglerverstärkungen in Look-Up-Tables in Abhängigkeit von Lastmasse, Aufrichtwinkel und Seillänge abgespeichert werden.

[0155] Wie beim Drehwerk kann die Regelung auch als Ausgangsrückführung ausgeführt werden. Dabei werden einzelne k_{iA} zu Null. Die Berechnung erfolgt dann analog zu den Gl. 37 bis 38 beim Drehwerk.

[0156] Falls eine Zustandsgröße nicht messbar ist, kann diese aus anderen Meßgrößen in einem Beobachter rekonstruiert werden. Dabei können durch das Meßprinzip bedingte Störgrößen eliminiert werden. In Fig. 9 wird dieses Modul als Störbeobachter 97 bezeichnet. Je nach dem welches Sensorsystem für die Seilwinkelmessung eingesetzt wird, ist der Störbeobachter geeignet zu konfigurieren. Im folgenden wird wiederum die Messung mit einem Gyroskopsensor am Lasthaken durchgeführt und die Rekonstruktion des Seilwinkels und der Seilwinkelgeschwindigkeit gezeigt. Dabei tritt als zusätzliches Problem die Anregung von Nickschwingungen des Lasthakens auf, die ebenfalls durch den Beobachter oder geeignete Filtertechniken eliminiert werden müssen.

[0157] Der Gyroskopsensor mißt die Winkelgeschwindigkeit in der entsprechenden Sensitivitätsrichtung. Durch geeignete Wahl des Einbauortes am Lasthaken entspricht die Sensitivitätsrichtung der Richtung des radialen Winkels φ_{Sr} . Der Störbeobachter hat wieder die folgenden Aufgaben:

1. Korrektur des meßprinzipbedingten Offsets auf dem Meßsignal
2. Offsetkompensierte Integration des gemessenen Winkelgeschwindigkeitssignals zum Winkel signal
3. Eliminierung der Oberschwingungen auf dem Meßsignal, die durch Oberschwingungen des Seiles verursacht werden.
4. Eliminierung der Nickschwingungen durch Wahl der Beobachterverstärkungen

[0158] Der Offsetfehler $\dot{\varphi}_{Offset,w}$ wird wieder als abschnittsweise konstant angenommen.

$$\ddot{\varphi}_{Offset,w} = 0 \quad (70).$$

[0159] Zur Eliminierung der Nickschwingung des Hakens wird die Resonanzfrequenz w_{Nick} , w experimentell bestimmt. Die korrespondierende Schwingungsdifferentialgleichung entspricht Gl. 39b

$$\ddot{\varphi}_{Nick,w} = -w^2 \varphi_{Nick,w} \quad (71).$$

[0160] Die Zustandsraumdarstellung des Teilmodells für das Wippwerk nach Gl. 52–58 wird um das Störmodell erweitert. Im vorliegenden Fall wird ein vollständiger Beobachter hergeleitet. Die Beobachtergleichung für das modifizierte Zustandsraummodell lautet demnach:

$$\hat{x}_{Az} = (A_{Az} - H_{Az} C_{mAz}) \cdot x_{Az} + B_{Az} \cdot u_A + H_{Az} y_{Am} \quad (72a)$$

wobei in Ergänzung zu Gl. 52–58 die folgenden Matrizen und Vektoren eingeführt werden.

Zustandsvektor:

$$\underline{x}_{Dz} = \begin{bmatrix} \varphi_A \\ \dot{\varphi}_A \\ \varphi_{Sr} \\ \dot{\varphi}_{Sr} \\ \varphi_{Offset, w} \\ \varphi_{Nick, w} \\ \dot{\varphi}_{Nick, w} \end{bmatrix}$$

Eingangsmatrix:

$$\underline{B}_{Az} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{f e}{a f - b^2} \\ 0 \\ \frac{b e}{a f - b^2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Systemmatrix:

$$\underline{A}_{Az} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{f c}{a f - b^2} & -\frac{b g}{a f - b^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{b c}{a f - b^2} & -\frac{a g e}{a f - b^2} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -w_1^2 \end{bmatrix}$$

Störbeobachtermatrix:

$$\underline{H}_{Az} = \begin{bmatrix} h_{11A} & h_{12A} & h_{13A} \\ h_{21A} & h_{22A} & h_{23A} \\ h_{31A} & h_{32A} & h_{33A} \\ h_{41A} & h_{42A} & h_{43A} \\ h_{51A} & h_{52A} & h_{53A} \\ h_{61A} & h_{62A} & h_{63A} \\ h_{71A} & h_{72A} & h_{73A} \end{bmatrix}$$

Beobachterausgangsmatrix:

$$\underline{C}_{mAz} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Ausgangsvektor der Meßgrößen:

$$\underline{y}_{mA} = \begin{bmatrix} \varphi_A \\ \dot{\varphi}_A \\ \dot{\varphi}_{Srm} \end{bmatrix} \quad (72b)$$

- [0161] Alternativ hierzu ist wiederum ein reduzierter Modellansatz wie beim Drehwerk möglich.
 [0162] Die Bestimmung der Beobachterverstärkungen h_{ijD} wird entweder durch Transformation in Beobachtungsnormalform oder über das Entwurfsverfahren nach Riccati oder Polvorgabe durchgeführt. Wesentlich ist dabei, daß im Beobachter ebenfalls veränderliche Seillänge, Aufrichtwinkel und Lastmasse durch Adaption der Beobachterdifferentialgleichung und der Beobachterverstärkungen berücksichtigt werden. Aus dem geschätzten Zustandsvektor \hat{x}_A werden die geschätzten Werte $\hat{\varphi}_{Sr}, \hat{\dot{\varphi}}_S$ auf den Zustandsregler zurückgeführt. Damit erhält man am Ausgang des Zustandsreglerblocks 93 bei Rückführung von $\varphi_A, \dot{\varphi}_A, \hat{\varphi}_{Sr}, \hat{\dot{\varphi}}_S$ dann

$$u_{Arück} = k_{1A}\varphi_A + k_{2A}\dot{\varphi}_A + k_{3A}\hat{\varphi}_{Sr} + k_{4A}\hat{\dot{\varphi}}_S \quad (73)$$

- [0163] Die Sollansteuerspannung des Proportionalventils für die Drehachse ist unter Berücksichtigung der Vorsteuerung 91 analog zu Gl. 40 dann

$$u_{Aref} = u_{Avorst} - u_{Arück} \quad (74).$$

- [0164] Wie beim Drehwerk können optional Nichtlinearitäten der Hydraulik im Block 95 der Hydraulikkompensation kompensiert werden, so daß sich resultierend ein lineares Systemverhalten bezüglich des Systemeingangs ergibt. Beim Wippwerk können neben dem Ventiltotgang und der Hysterese Korrekturfaktoren für die Ansteuerspannung des Aufrichtwinkels φ_A sowie für den Verstärkungsfaktor K_{PA} und den relevanten Zylinderdurchmesser A_{Zyl} vorgesehen werden. Damit kann eine richtungsabhängige Strukturumschaltung des Achsreglers vermieden werden.

- [0165] Zur Berechnung der notwendigen Kompensationsfunktion wird experimentell die statische Kennlinie zwischen Ansteuerspannung u_{StA} des Proportionalventils und dem resultierenden Förderstrom Q_{FD} aufgenommen. Die Kennlinie kann durch eine mathematische Funktion beschrieben werden.

$$Q_{FA} = f(u_{StA}) \quad (75)$$

- [0166] Bezuglich des Systemeingangs wird nun Linearität gefordert. D. h. das Proportionalventil und der Block der Hydraulikkompensation sollen gemäß Gl. 47 zusammengefaßt folgendes Übertragungsverhalten haben.

$$Q_{FA} = K_{PA}u_{StA} \quad (76).$$

- [0167] Hat der Kompensationsblock 95 die statische Kennlinie

$$u_{StA} = h(u_{Aref}) \quad (77)$$

so ist Bedingung (76) genau dann erfüllt, wenn als statische Kompensationskennlinie

$$h(u_{Aref}) = f^{-1}(K_{PA}u_{Aref}) \quad (78)$$

gewählt wird.

- [0168] Damit sind die einzelnen Komponenten des Achsreglers für das Wippwerk erläutert. Resultierend erfüllt die Kombination aus Bahnplanungsmodul und Achsregler Wippwerk die Anforderung einer schwingungsfreien und bahn-genauen Bewegung der Last beim Aufrichten und Neigen des Auslegers.

- [0169] Unberücksichtigt blieb bisher, daß bei Betätigung des Drehwerks durch die Zentripetalkräfte die Last (wie bei einem Kettenkarussell) ausgelenkt wird. Bei schnellem Abbremsen und Beschleunigen ruft dieser Effekt sphärische Pendelbewegungen der Last hervor. In den Differentialgleichungen Gl. 4 und 46 wird dies durch die Terme in Abhängigkeit von $\dot{\varphi}_D^2$ ausgedrückt. Die entstehenden Pendelbewegungen werden durch die Zustandsregler von Drehwerk und Wippwerk gedämpft. Eine Verbesserung der Bahngenaugkeit und Kompensation der Schwingungsneigung bezüglich der radialen Schwingungen beim Drehen kann durch eine geeignete Vorsteuerung in einem Block zur Kompensation der Zentripetalkräfte erreicht werden.

- [0170] Hierzu wird bei einer Drehbewegung das Wippwerk mit einer Ausgleichsbewegung beaufschlagt, die den Zentripetaleffekt kompensiert.

- [0171] In Fig. 12 ist dieser Effekt dargestellt. Bei alleiniger Drehung der Last verursacht die Zentripetalkraft

$$F_z = m_L \cdot r_{LA} \cdot \dot{\varphi}_D^2 \quad (78a)$$

eine Auslenkung des Pendels um den Winkel φ_{Sr} . Die Gleichgewichtsbedingung für das Kräftegleichgewicht in diesem Fall lautet:

$$m_L \cdot (r_{LA} + \Delta r_{LA}) \cdot \dot{\varphi}_D^2 = m_L \cdot g \cdot \tan \varphi_{sr} \quad (78b)$$

DE 100 64 182 A 1

[0172] Die daraus resultierende Bahnabweichung in radialer Richtung Δr_{LA} und in Richtung der Hubwerksbewegung Δz lässt sich dann in Abhängigkeit vom radialen Seilwinkel φ_{sr} beschreiben, so wie

$$\Delta r_{LA} = l_s \cdot \sin \varphi_{sr} \quad (78c),$$

$$\Delta z = l_s \cdot (1 - \cos \varphi_{sr}) \quad (78d).$$

[0173] Das Modul 150 zur Kompensation der Zentripetalkraft (Fig. 3) hat nun die Aufgabe, durch eine gleichzeitige Ausgleichsbewegung von Wippwerk und Hubwerk diese Abweichung in Abhängigkeit der Drehbewegung auszugleichen. Anstatt der tatsächlichen Drehgeschwindigkeit des Turmes $\dot{\varphi}_D$ wird dabei die im Bahnplanungsmodul generierte Solldrehgeschwindigkeit der Last $\dot{\varphi}_{Dref}$ verwendet. Je nach Eingang für die Führungsgröße wird nun die einzustellende Sollposition in radialer Richtung oder die anzufahrende Winkelposition des Auslegers aus den Gleichungen (78a-c) berechnet, so daß der ursprüngliche Radius von der Lastposition abgefahren wird. Über den Wippwinkel φ_{AI} wird der resultierende Drehradius der Last von

$$R_1 = \cos \varphi_{AI} \cdot l_A \quad (78e)$$

eingestellt. Obige Gleichungen werden um $\varphi_{sr} = 0$ linearisiert. Damit wird $\tan \varphi_{sr} \approx \sin \varphi_{sr} \approx \varphi_{sr}$. Die sich dann ergebende radiale Abweichung ist

$$\frac{R_1 \dot{\varphi}_{Dref}^2}{g} \cdot l_s = \Delta r_{LA} \quad (78f)$$

[0174] Der von der Last eingehaltene Drehradius ist dann:

$$R_{ges} = R_1 \left[1 + \frac{\dot{\varphi}_{Dref}^2}{g} \cdot l_s \right] \quad (78g)$$

[0175] Jetzt wird die Forderung gestellt, es soll ein Radius r_{LAkomp} vorgegeben werden, so daß unter Berücksichtigung der Zentripetalabweichung r_{LA} eingehalten wird.

$$r_{LAkomp} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{\varphi}_{Dref}^2}{g} \cdot l_s} r_{LA} \quad (78h)$$

[0176] Wird als Führungsgrößeneingang für das Wippwerk die Winkelposition verwendet, so ist wegen Gl. 78e

$$\cos \varphi_{Akomp} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{\varphi}_{Dref}^2}{g} \cdot l_s} \cos \varphi_{Aref} \quad (78i)$$

[0177] Um die Hubhöhe der Last konstant zu halten, kann optional die Anhebung der Last durch den Zentripetalkrafteffekt durch synchrone Ansteuerung des Hubwerks ausgeglichen werden. Mit Gl. (78d) erhält man hierzu aus der Gleichgewichtsbedingung

$$\Delta z = l_s \cdot (1 - \cos(\arctan(\frac{R \dot{\varphi}_D^2}{g}))) \quad (78j)$$

[0178] Die aus der Berechnung von (78i) und (78j) folgenden Werte zur Kompensation der Zentripetalkraft werden zusätzlich auf die Führungsgrößeneingänge der Achsregler geschaltet.

[0179] Zusätzlich muß eine dann zulässige Seilauslenkung für φ_{sr} eingeführt werden. Durch das Hochziehen des Auslegers überschreitet die Last genau dann den Sollradius r_{LAref} , wenn der Ausleger auf einen Sollradius von $r_{LArefkomp}$ eingestellt wird und gleichzeitig eine Seilanlenkung von

$$\varphi_{srzul} = \frac{\dot{\varphi}_{Dref}^2 \cdot r_{LArefkomp}}{g - l_s \dot{\varphi}_D^2}$$

zugelassen wird. Damit die beabsichtigte Sealauslenkung von der unterlagerten Regelung nicht ausgeglichen wird, wird diese mit k_{3A} gewichtet mit auf den Stelleingang gegeben.

[0180] Um das Problem insbesondere der Kopplung der Differentialgleichungen 4 und 46 zu behandeln, ist des Weiteren das Verfahren der flachheitsbasierten Steuerung und Regelung in Modifikation auf Basis der nichtlinearen Systemgleichungen anwendbar. Die Struktur von Gl. 4 und 46 kann geschrieben werden als

$$a_0 \ddot{\phi}_D + a_1 \dot{\phi}_{St} + a_2 \dot{\phi}_D = M_D \quad (78k)$$

$$a_3 \ddot{\phi}_D + a_4 \dot{\phi}_{St} + a_5 \phi_{St} = a_6 \dot{\phi}_D^2 \phi_{St} \quad (78l)$$

$$b_0 \ddot{\phi}_A + b_1 \dot{\phi}_{Sr} + b_2 \dot{\phi}_A = M_A \quad (78m)$$

$$b_4 \ddot{\phi}_A + b_5 \dot{\phi}_{Sr} + b_6 \phi_{Sr} = b_7 \dot{\phi}_D^2 \phi_{Sr} \quad (78n)$$

[0181] Nun kann Gl. 78k bzw. 78m nach $\dot{\phi}_{St}$ bzw. $\dot{\phi}_{Sr}$ aufgelöst werden. Damit erhält man

$$\dot{\phi}_{St} = \frac{1}{a_1} (M_D - a_0 \ddot{\phi}_D - a_2 \dot{\phi}_D) \quad (78o)$$

$$\dot{\phi}_{Sr} = \frac{1}{b_1} (M_A - b_0 \ddot{\phi}_A - b_2 \dot{\phi}_A) \quad (78p)$$

[0182] In Gl. 78l bzw. 78n wird Gl. 78o bzw. 78p eingesetzt. Dann können diese Gleichungen nach dem aufzubringenden Moment umgeformt werden.

$$M_D = \frac{a_1}{a_4} (a_6 \dot{\phi}_D^2 \phi_{St} - a_5 \phi_{St} - a_3 \ddot{\phi}_D) + a_0 \ddot{\phi}_D + a_2 \dot{\phi}_D \quad (78q)$$

$$M_A = \frac{b_1}{b_5} (b_7 \dot{\phi}_D^2 \phi_{Sr} - b_6 \phi_{Sr} - b_4 \ddot{\phi}_A) + b_0 \ddot{\phi}_A + b_2 \dot{\phi}_A \quad (78r)$$

[0183] Mit Gl. 78q und 78r sind nun Zusammenhänge für die Sollmomente in Abhängigkeit zu den Zustandsgrößen gegeben. Wird nun anstatt des Drehwinkels bzw. Aufrichtwinkels der Solldrehwinkel bzw. Sollaufrichtwinkel in Gl. 78q und 78r und der gemessene aktuelle Seilwinkel ϕ_{St} und ϕ_{Sr} eingesetzt so kann ein linearer Folgeregler definiert werden (siehe auch A. Isidori: Nonlinear Control Systems 2. Edition, Springer Verlag Berlin; Rothfuß R. et.al.: Flachheit: Ein neuer Zugang zur Steuerung und Regelung, Automatisierungstechnik 11/97 S. 517–525). Die Darstellung ergibt sich zu

$$M_D = \frac{a_1}{a_4} (a_6 \dot{\phi}_{Dref}^2 \phi_{St} - a_5 \phi_{St} - a_3 v_1) + a_0 v_1 + a_2 \dot{\phi}_{Dref} \quad (78s)$$

$$M_A = \frac{b_1}{b_5} (b_7 \dot{\phi}_{Dref}^2 \phi_{Sr} - b_6 \phi_{Sr} - b_4 v_2) + b_0 v_2 + b_2 \dot{\phi}_{Aref} \quad (78t)$$

mit

$$\begin{aligned} v_1 &= \dot{\phi}_D - P_{10}(\phi_D - \phi_{Dref}) - P_{11}(\dot{\phi}_D - \dot{\phi}_{Dref}) \\ v_2 &= \dot{\phi}_A - P_{20}(\phi_A - \phi_{Aref}) - P_{21}(\dot{\phi}_A - \dot{\phi}_{Aref}) \end{aligned} \quad (78u)$$

[0184] Die $P_{10}, P_{11}, P_{20}, P_{21}$ sind so zu wählen, daß die Regelung mit hoher Dynamik bei ausreichender Dämpfung arbeitet.

[0185] Eine weitere Möglichkeit zur Behandlung der Nichtlinearität neben den beiden aufgezeigten Verfahren besteht in der Methode der exakten Linearisierung sowie Entkopplung des Systems. Im vorliegenden Fall gelingt dies jedoch nur unvollständig, da das System nicht die volle Differenzordnung besitzt. Dennoch kann ein Regler basierend auf diesem Verfahren angewendet werden.

[0186] Zuletzt soll nun die Struktur des Achsreglers für das Hubwerk erläutert werden. Die Struktur des Achsreglers ist in Fig. 13 dargestellt. Im Gegensatz zu den Achsreglern Drehwerk 43 und Wippwerk 45 ist der Achsregler für das Hubwerk 47, da diese Achse nur geringe Schwingungsneigung zeigt, mit einer herkömmlichen Kaskadenregelung mit einer äußeren Regelschleife für die Position und einer inneren für die Geschwindigkeit ausgestattet.

[0187] Vom Bahnanplanungsmodul 39 bzw. 41 werden zur Ansteuerung des Achsreglers nur die Zeitfunktionen Sollposition des Hubwerks l_{ref} und die Sollgeschwindigkeit \dot{l}_{ref} benötigt. Diese werden in einem Vorsteuerungsblock 121 derart gewichtet, daß sich ein schnell ansprechendes und hinsichtlich der Position stationär genaues Systemverhalten ergibt. Da hinter dem Vorsteuerungsblock unmittelbar der Soll-Istvergleich zwischen Führungsgröße l_{ref} und Meßgröße l_S erfolgt, ist Stationarität bezüglich der Position dann erfüllt, wenn die Vorsteuerungsverstärkung für die Position 1 ist. Die Vor-

steuerungsverstärkung für die Sollgeschwindigkeit \dot{l}_{ref} ist so zu bestimmen, daß sich subjektiv ein schnelles aber gut gedämpftes Ansprechverhalten bei der Handhebelbedienung ergibt. Der Regler 123 für die Positionsregelschleife kann als Proportionalregler (P-Regler) ausgeführt werden. Die Regelverstärkung ist nach den Kriterien Stabilität und hinreichende Dämpfung des geschlossenen Regelkreises zu bestimmen. Ausgangsgröße des Reglers 123 ist die ideale Ansteuerspannung des Proportionalventils. Wie bei den Achsregler Drehwerk 43 und Wippwerk 45 werden in einem Kompressionsblock 125 die Nichtlinearitäten der Hydraulik ausgeglichen. Die Berechnung erfolgt wie beim Drehen (Gl. 42-44). Ausgangsgröße ist die korrigierte Ansteuerspannung des Proportionalventils u_{SIL} . Innere Regelschleife für die Geschwindigkeit ist die unterlagerte Förderstromregelung des Hydraulikkreislaufes.

[0188] Letzte Bewegungsrichtung ist das Drehen der Last am Lästhaken selbst durch das Lastschwenkwerk. Eine entsprechende Beschreibung dieser Regelung ergibt sich aus der deutschen Patentanmeldung DE 100 29 579 vom 15.06.2000, auf deren Inhalt hier ausdrücklich verwiesen wird. Die Rotation der Last wird über das zwischen einer am Seil hängenden Unterflasche und einer Lastaufnahmeverrichtung angeordnete Lastschwenkwerk vorgenommen. Dabei werden auftretende Torsionsschwingungen unterdrückt. Damit kann die in den meisten Fällen ja eben nicht rotationsymmetrische Last ungegenau aufgenommen, durch einen entsprechenden Engpass bewegt und abgesetzt werden. Selbstverständlich wird auch diese Bewegungsrichtung im Bahnplanungsmodul integriert, wie dies beispielsweise anhand der Übersicht in Fig. 3 dargestellt ist. In besonders vorteilhafter Weise kann hier die Last schon nach dem Aufnehmen während des Transports durch die Luft in die entsprechend gewünschte Schwenkposition mittels des Lastschwenkwerkes verfahren werden, wobei hier die einzelnen Pumpen und Motoren synchron angesteuert werden. Wahlweise kann auch ein Modus für eine drehwinkelabhängige Orientierung gewählt werden.

[0189] Zusammenfassend ergibt sich im hier dargestellten Ausführungsbeispiel ein Hafenmobilkran, dessen Bahnssteuerung ein bahngenaues Verfahren der Last mit allen Achsen erlaubt und dabei aktiv Schwingungen und Pendelbewegungen unterdrückt.

[0190] Insbesondere für den halbautomatischen Betrieb eines Kranes oder Baggers kann es im Rahmen der vorliegenden Erfindung ausreichen, wenn man nur die Positions- und Geschwindigkeitsfunktion in der Vorsteuerung aufschaltet. Dies führt zu einem subjektiv ruhigeren Verhalten. Es ist also nicht notwendig, sämtliche Werte des dynamischen Modells bis hin zur Ableitung des Ruckes abzubilden und aus diesen Steuergrößen zu erzeugen, die zur aktiven Dämpfung der Lastpendelbewegung aufzuschalten sind.

Patentansprüche

30

1. Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last mit einem Drehwerk zum Drehen des Kranes oder Baggers, einem Wippwerk zum Aufrichten bzw. Neigen eines Auslegers und einem Hubwerk zum Heben bzw. Senken der an dem Seil aufgehängten Last, mit einer computergesteuerten Regelung zur Dämpfung der Lastpendelung, die ein Bahnplanungsmodul, eine Zentripetalkraftkompenstationseinrichtung und zumindest einen Achsregler für das Drehwerk, einen Achsregler für das Wippwerk und einen Achsregler für das Hubwerk aufweist.

35

2. Kran oder Bagger nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zusätzlich zwischen einer Unterflasche des Lastseiles und einem Lastaufnahmemittel ein Lastschwenkwerk angeordnet ist und daß die Regelung zur Dämpfung der Lastpendelung zusätzlich einen Achsregler aufweist, der mit dem Bahnplanungsmodul in Verbindung steht.

40

3. Kran oder Bagger nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß im Bahnplanungsmodul zunächst die Bahn der Last im Arbeitsraum erzeugbar ist und in Form der Zeitfunktion für die Lastposition, -geschwindigkeit, -beschleunigung des Ruckes und gegebenenfalls der Ableitung des Ruckes an die jeweiligen Achsregler weiterleitbar ist.

45

4. Kran oder Bagger nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Achsregler eine Vorsteuerungseinheit aufweist, in der basierend auf einem dynamischen Modell auf der Grundlage von Differentialgleichungen das dynamische Verhalten des mechanischen und hydraulischen Systems des Kranes oder Baggers abbildbar ist, so daß Steuergrößen erzeugbar sind, die zur aktiven Dämpfung der Lastpendelbewegung aufschaltbar sind.

50

5. Kran oder Bagger nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelung zusätzlich eine Zustandsregler-einheit aufweist, in der reale Abweichungen von dem idealisierten dynamischen Modell der Vorsteuerung erfassbar sind.

55

6. Kran oder Bagger nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß in der Zustandsregeleinheit mindestens eine der Meßgrößen Pendelwinkel in radialem oder tangentialer Richtung (φ_{S1} , bzw. φ_{S2}), Aufrichtwinkel (φ_A), Drehwinkel (φ_D), Seillänge (l_S), Auslegerbiegung in horizontaler und vertikaler Richtung sowie deren Ableitungen und die Lastmasse zurückführbar ist.

7. Kran oder Bagger nach einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Achsregler für das Hubwerk eine Kaskadenregelung mit einer äußeren Regelschleife für die Position und eine innere Regelschleife für die Geschwindigkeit aufweist.

60

8. Kran oder Bagger nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß im Bahnplanungsmodul die Bahn der Last für einen halbautomatischen Betrieb proportional zur Auslenkung eines Handhebels und im vollautomatischen Betrieb entsprechende Zielkoordinate erzeugbar ist.

9. Kran oder Bagger nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Bahnplanungsmodul den halbautomatischen Betrieb im wesentlichen aus einem Steilheitsbegrenzer zweiter Ordnung für den Normalbetrieb und aus einem Steilheitbegrenzer zweiter Ordnung für den Schnellstop besteht.

65

10. Kran oder Bagger nach einem der Ansprüche 4 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß als Steuergrößen zur aktiven Dämpfung der Lastpendelbewegung nur die Positions- und Geschwindigkeitsfunktion aufschaltbar ist.

11. Kran oder Bagger nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß zusätzlich noch die Beschleunigungsfunk-

DE 100 64 182 A 1

tion und die Ruckfunktion, teils in der Vorsteuerung aufschaltbar sind.

Hierzu 15 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

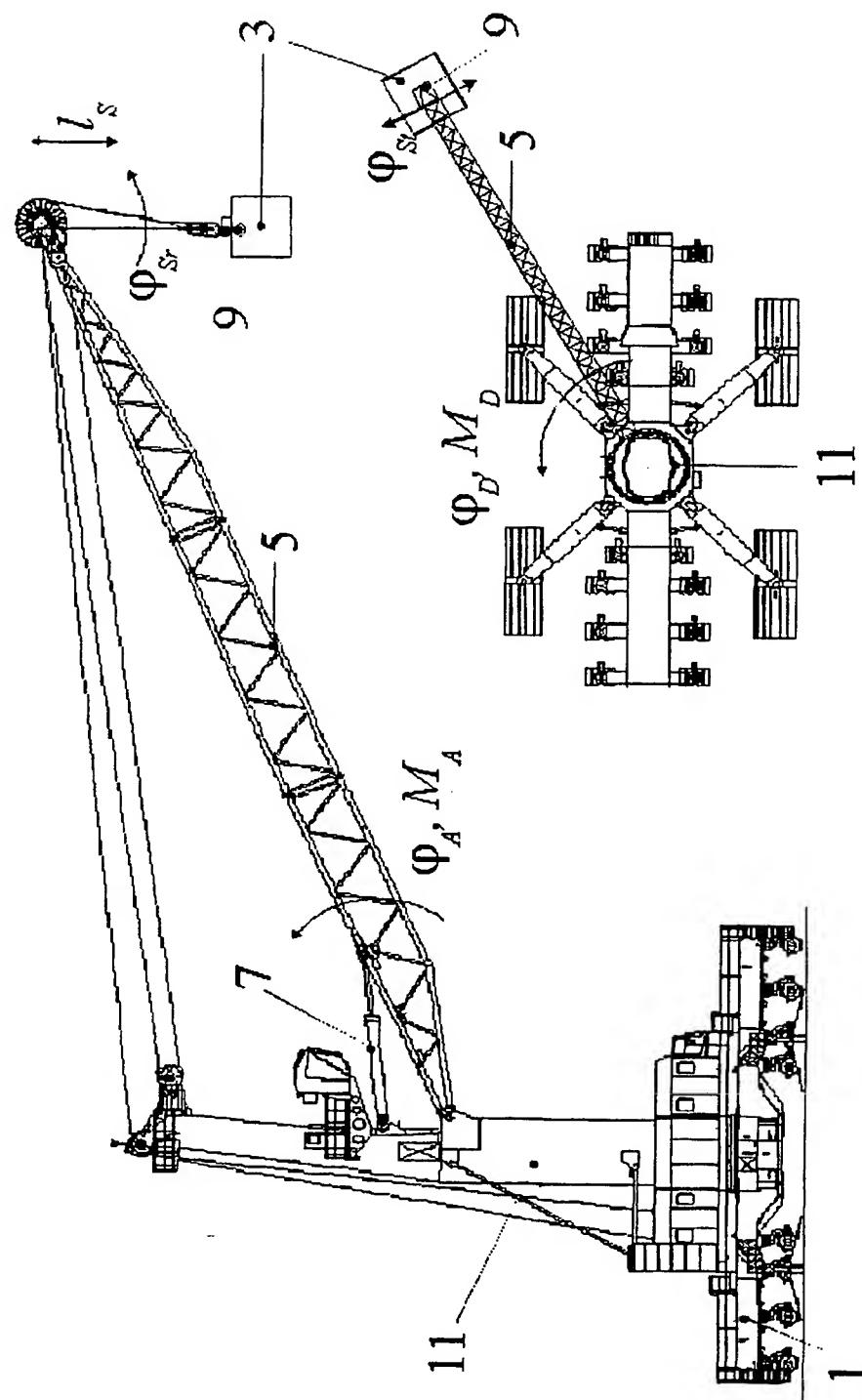


Fig.1

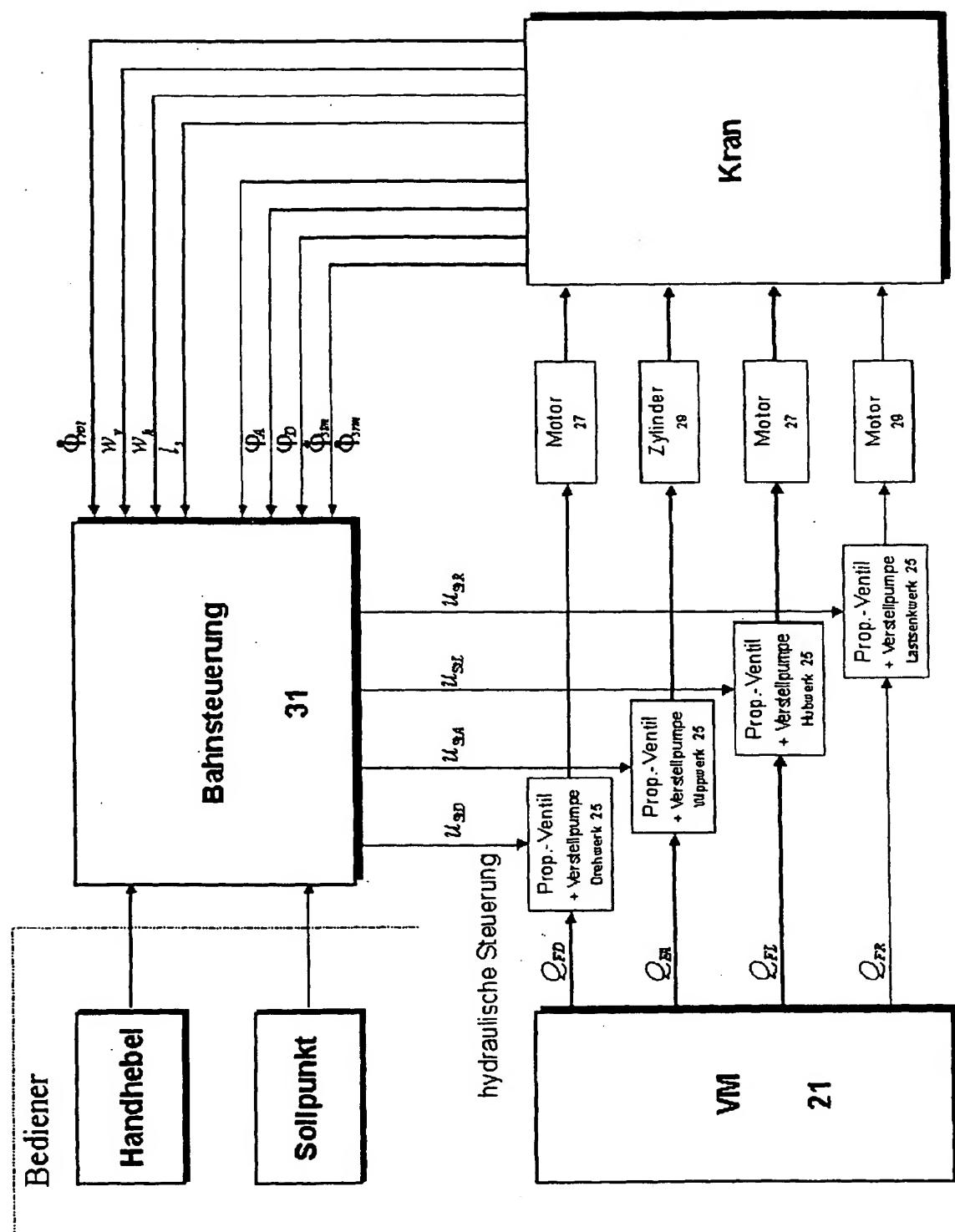


Fig. 2

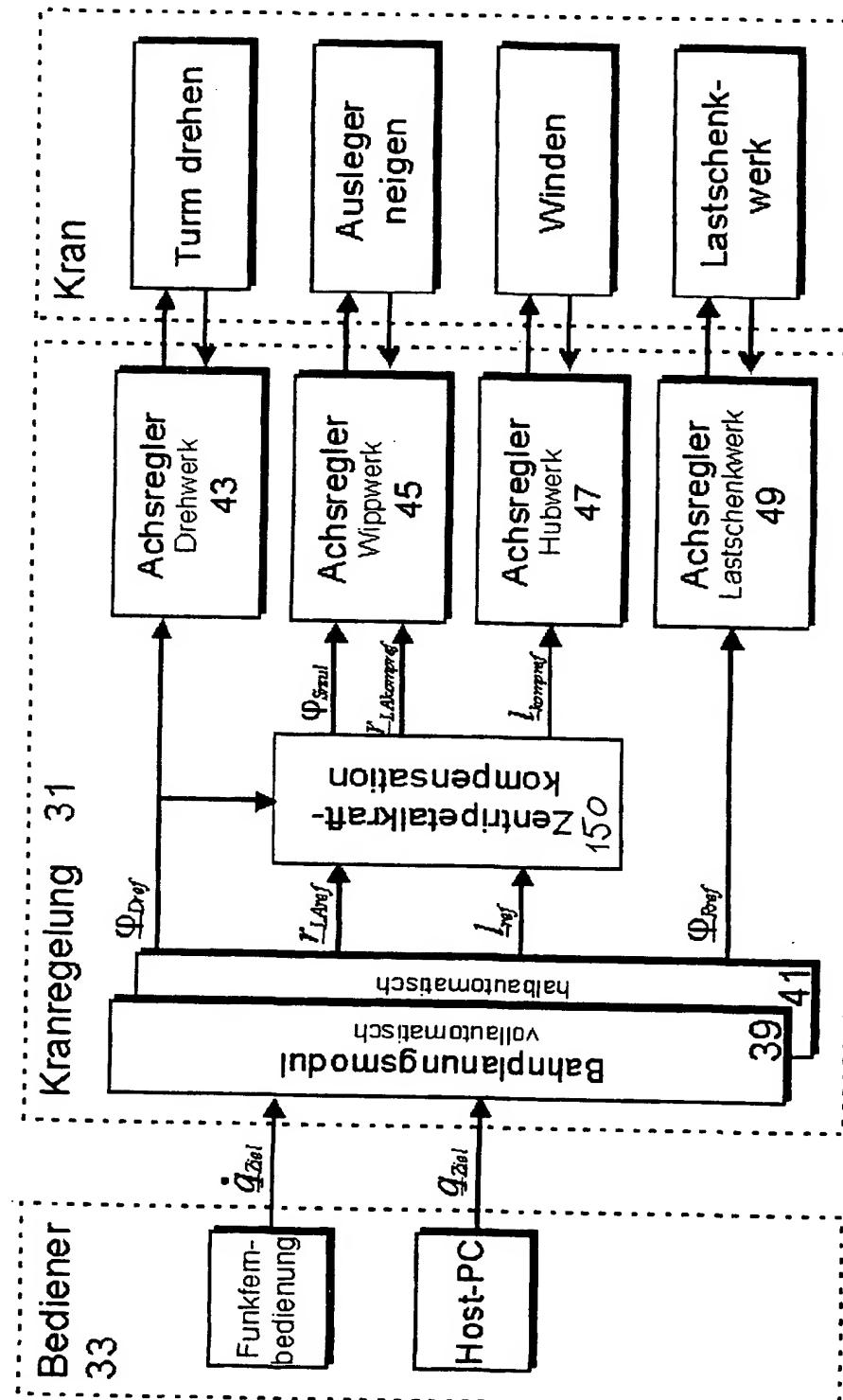


Fig.3

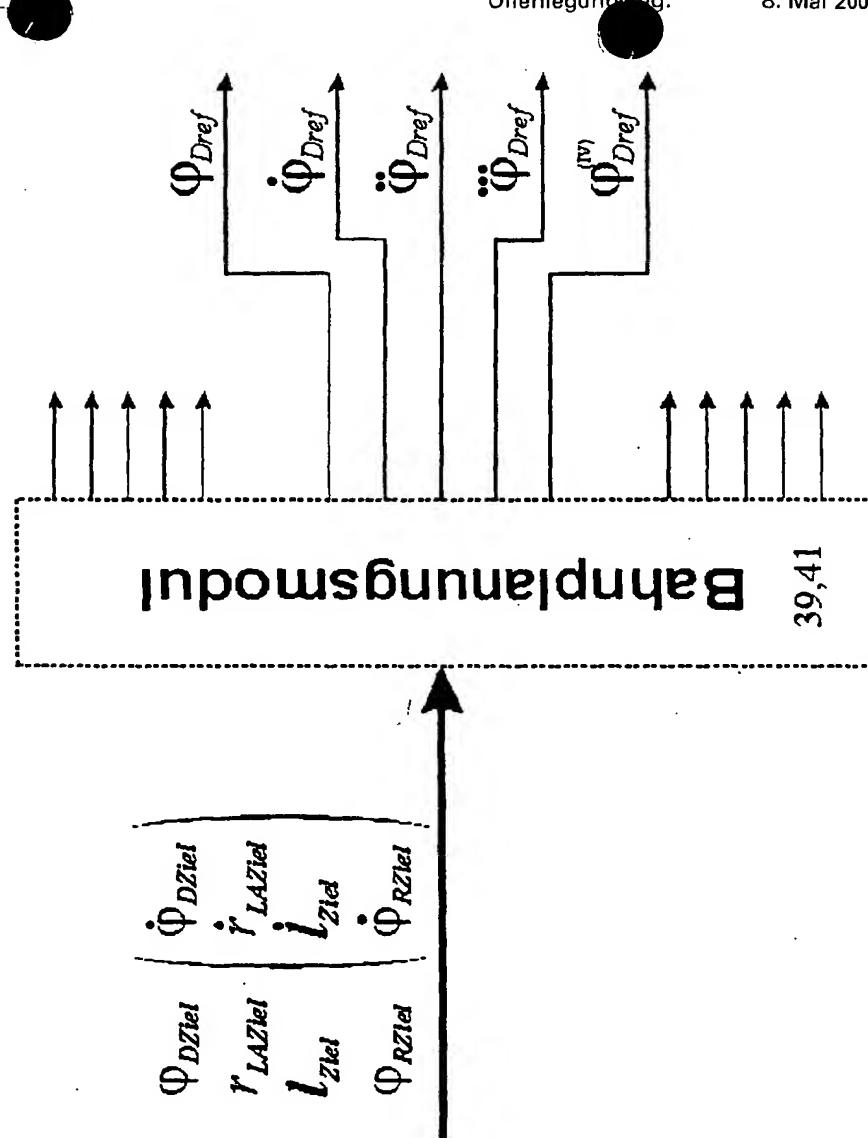


Fig. 4

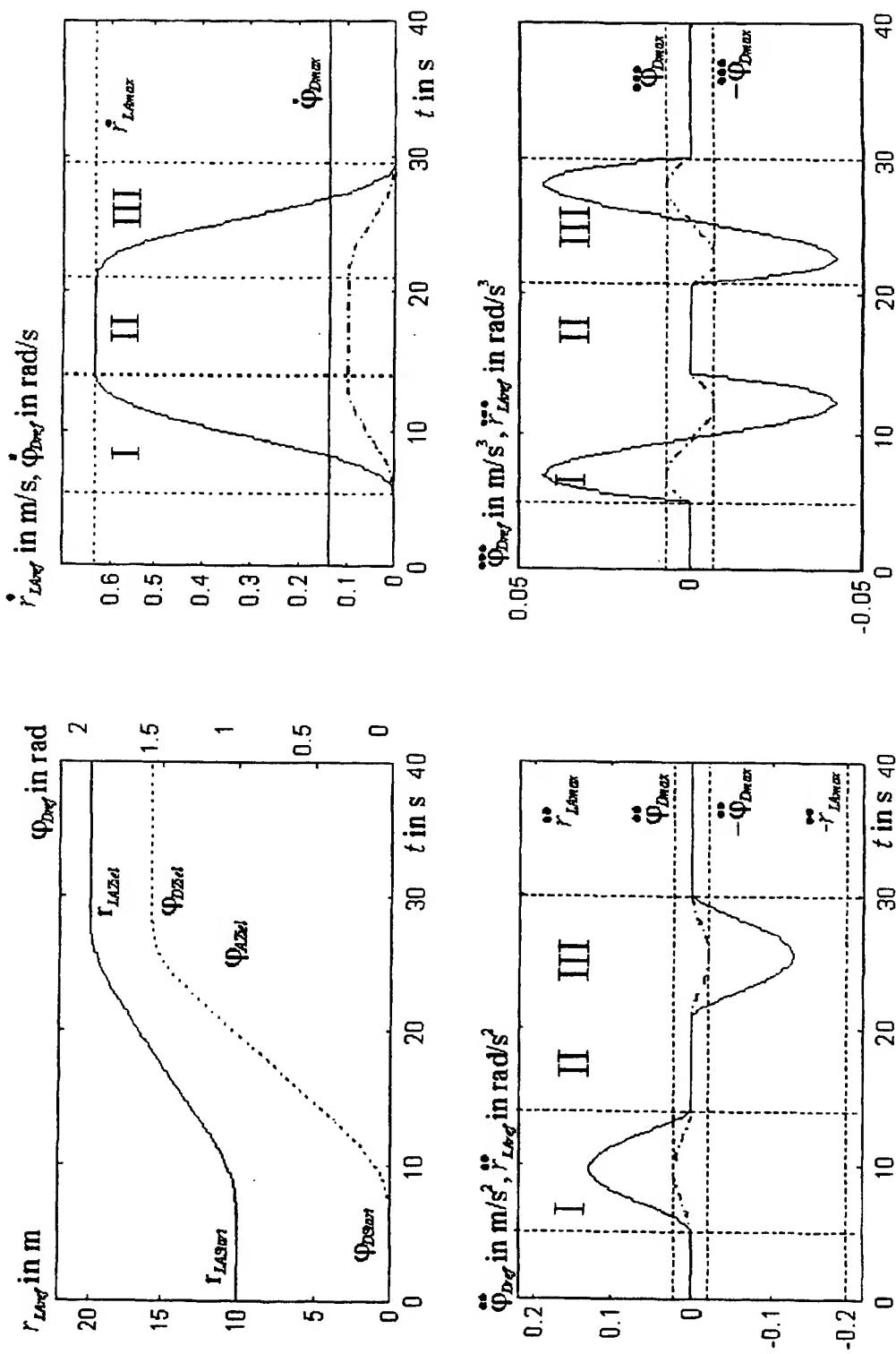
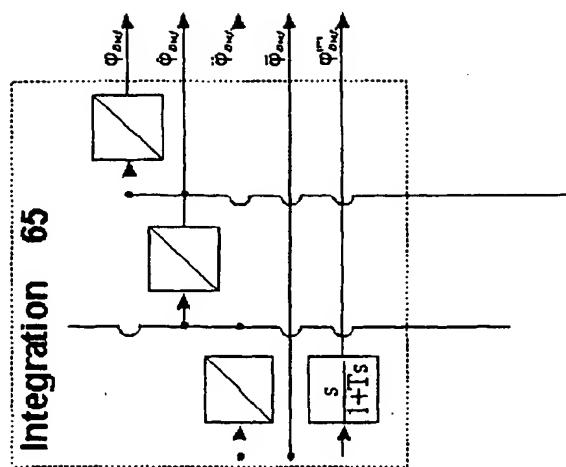
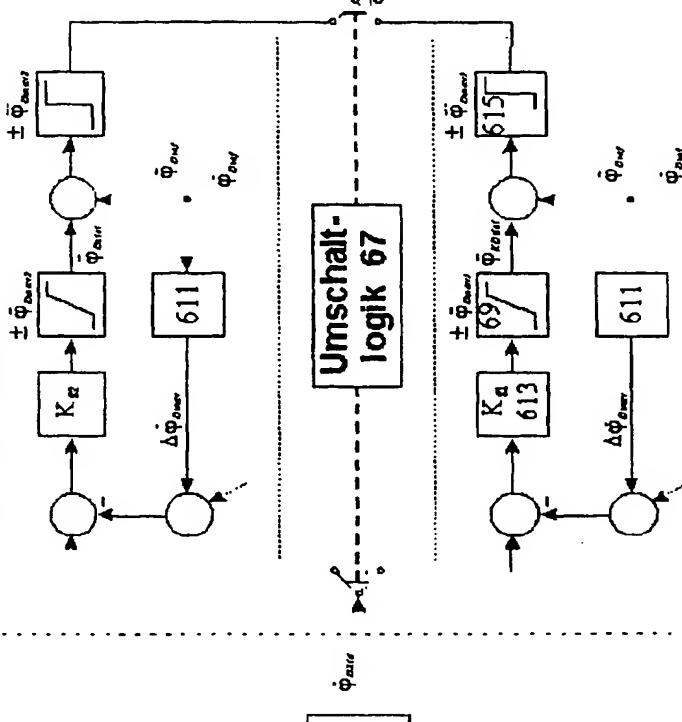


Fig. 5

Teilheitsbegrenzer
 φ_p -Richtung 60



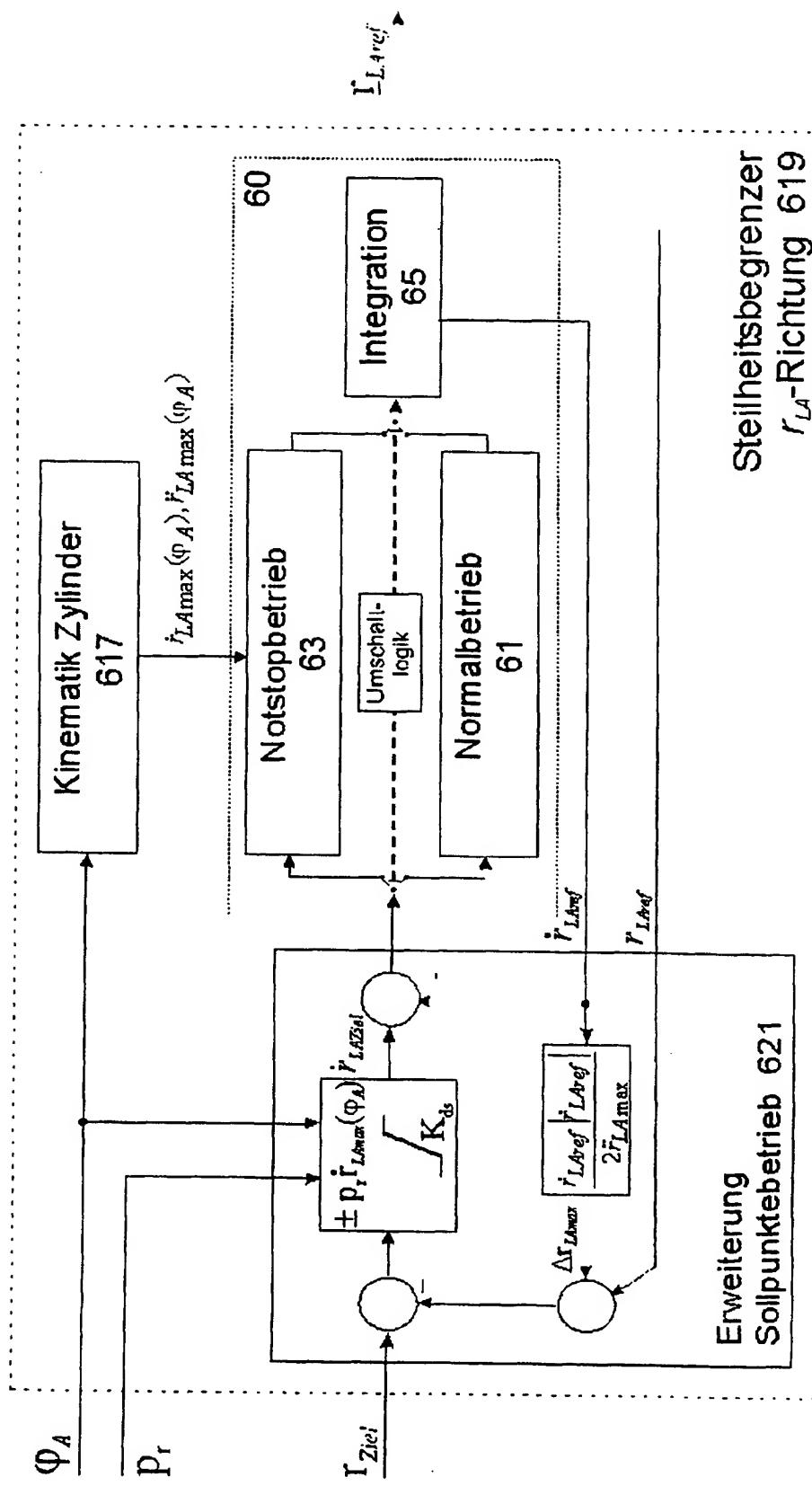
Schnellstop 63



Normalbetrieb 61

Fig. 6

Fig. 6a



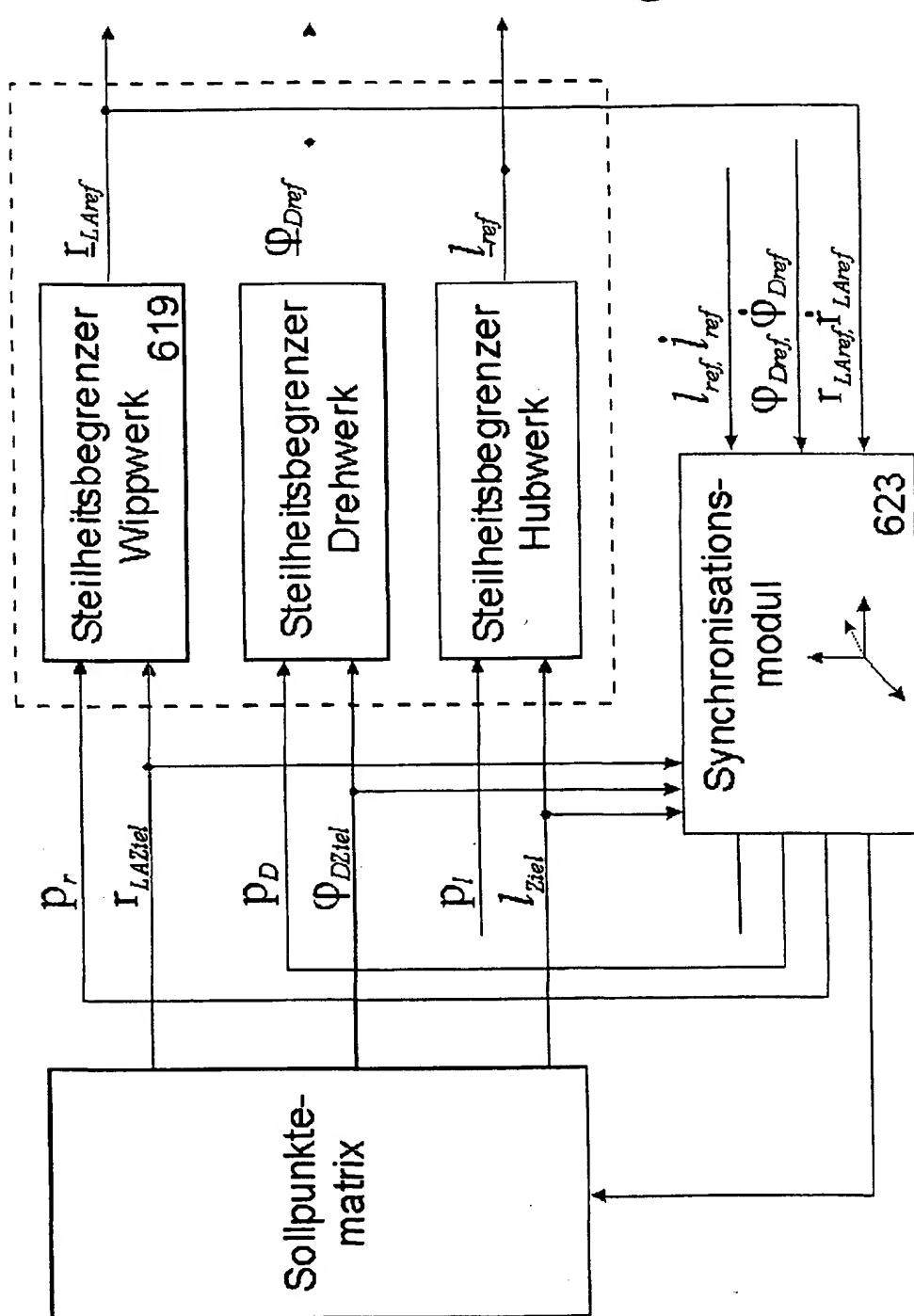


Fig. 6b

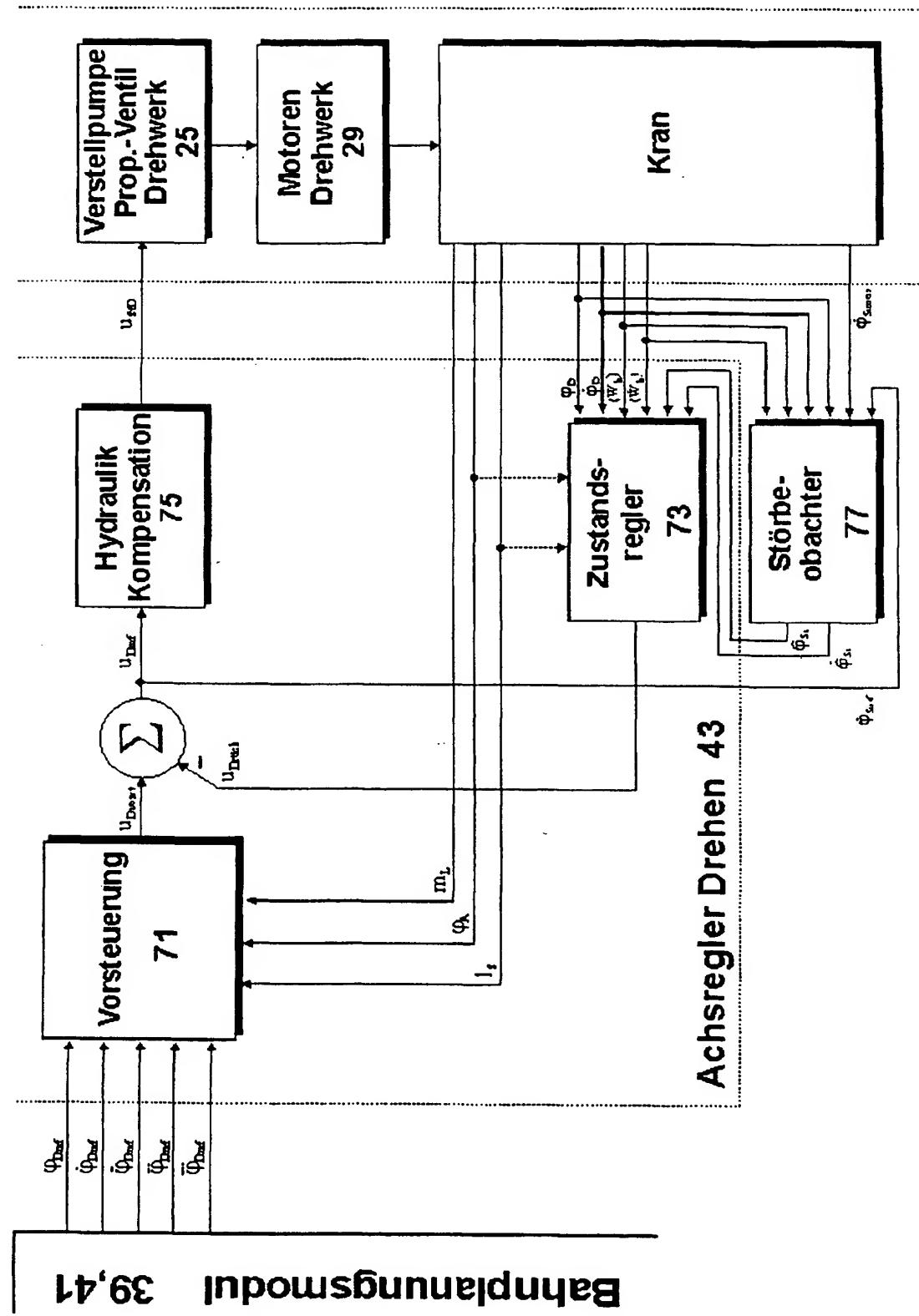


Fig. 7

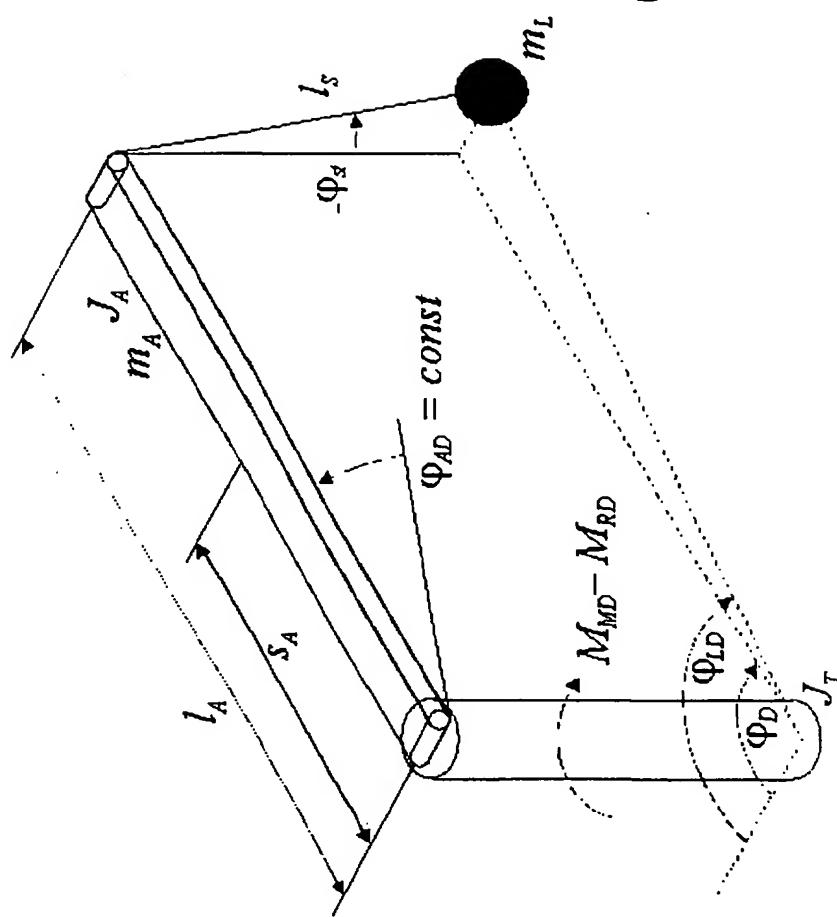


Fig. 8

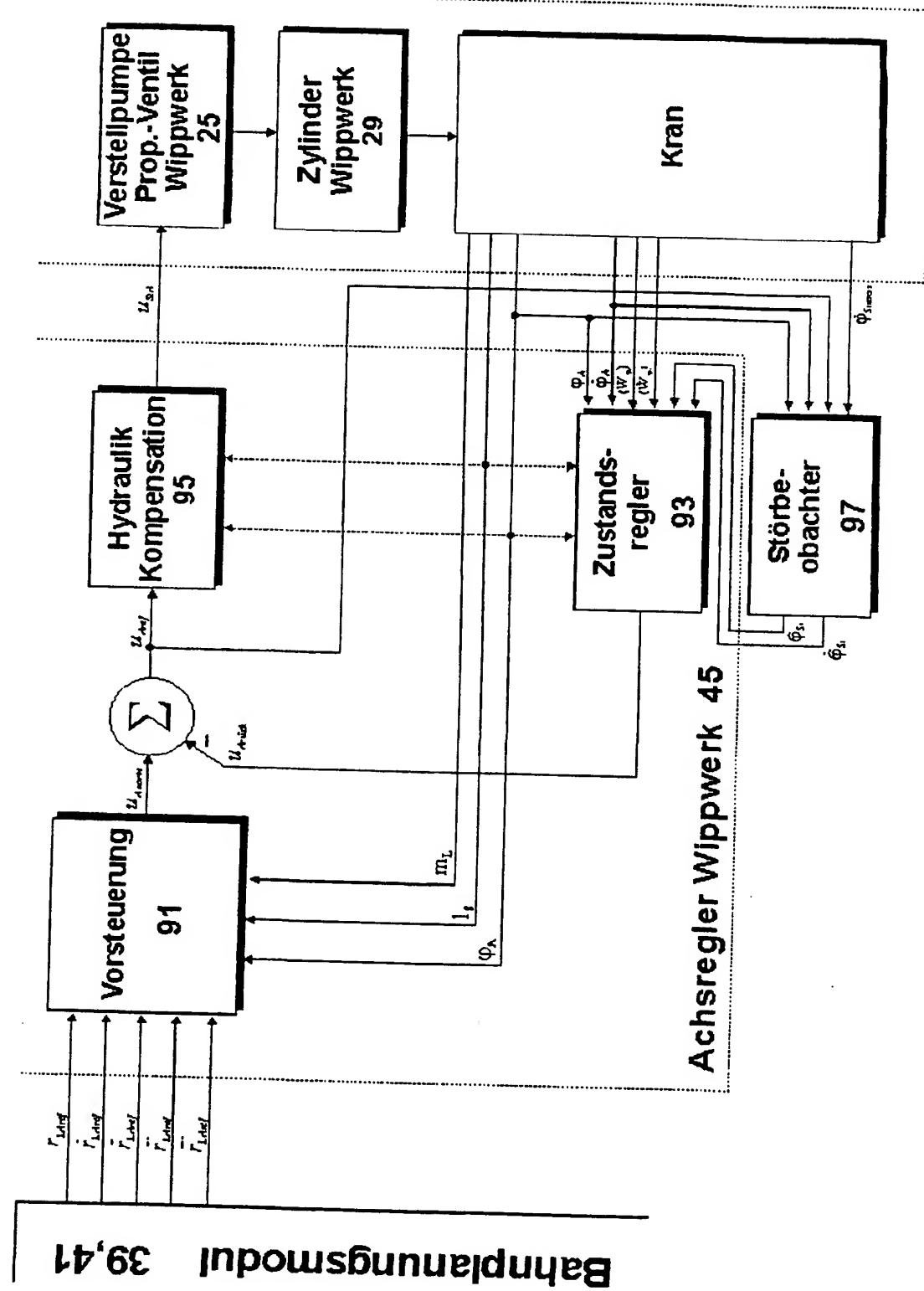


Fig.9

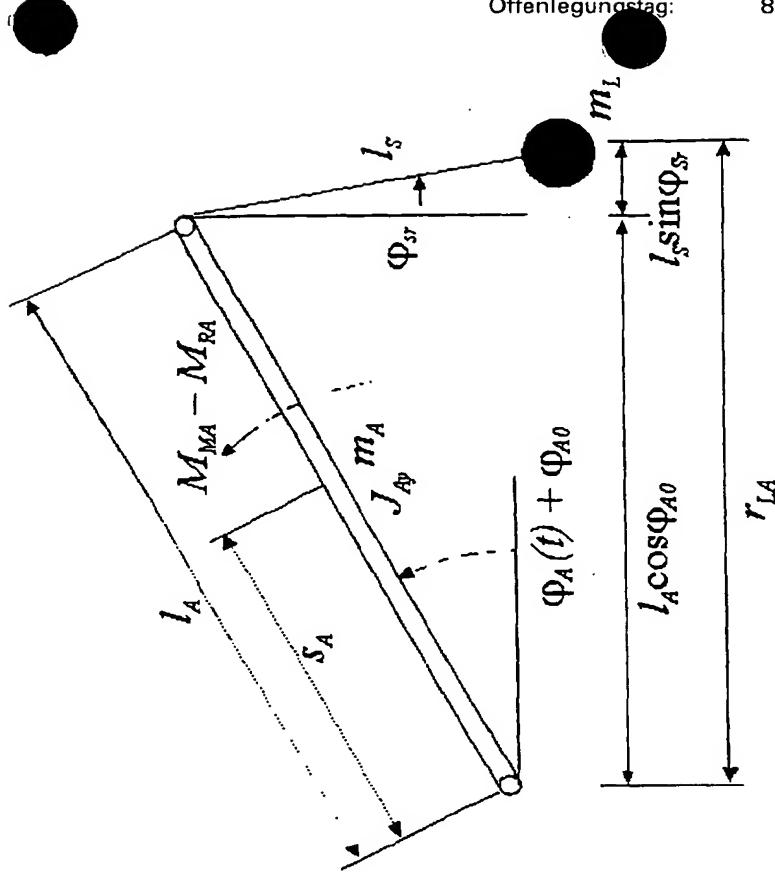


Fig. 10

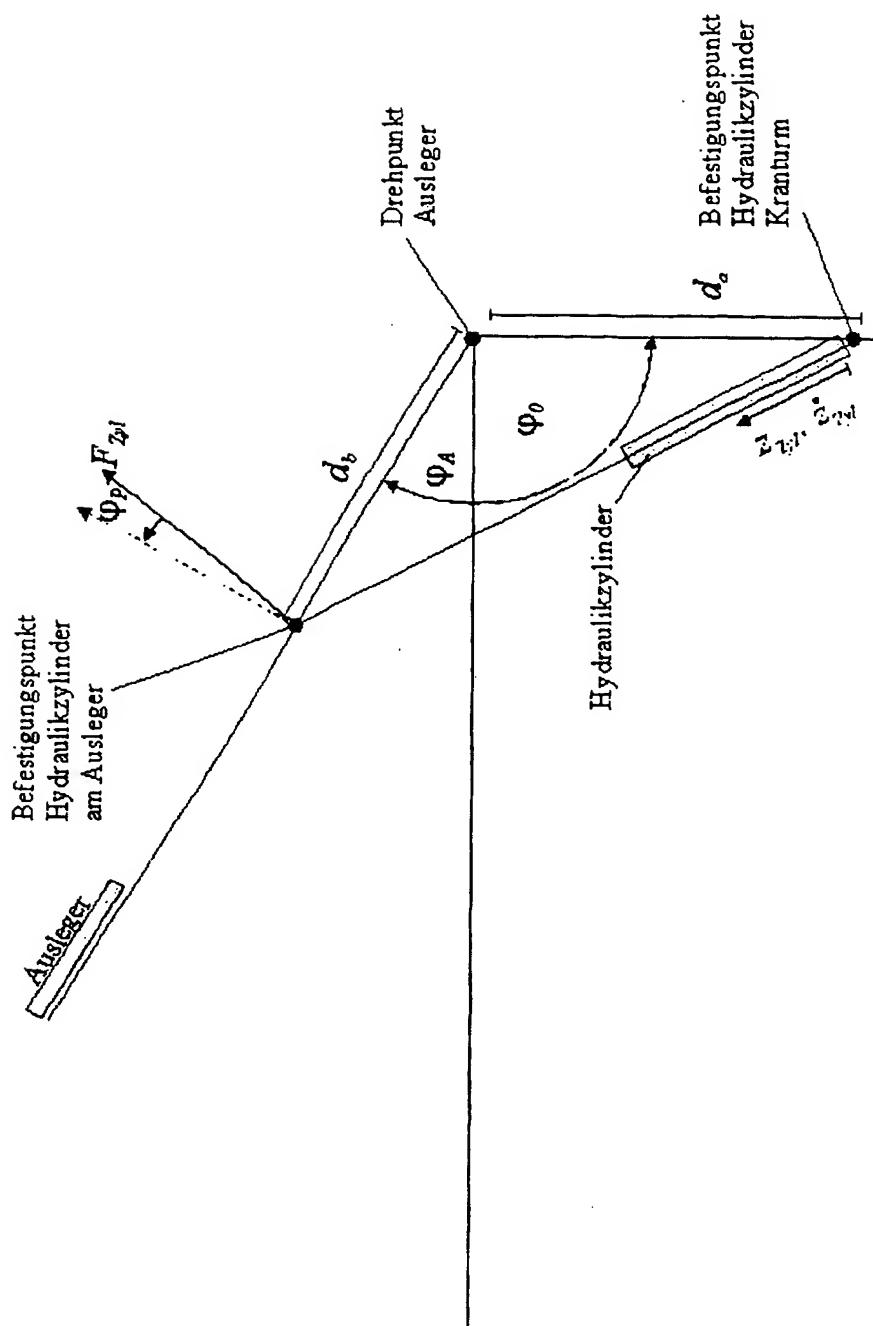


Fig 11

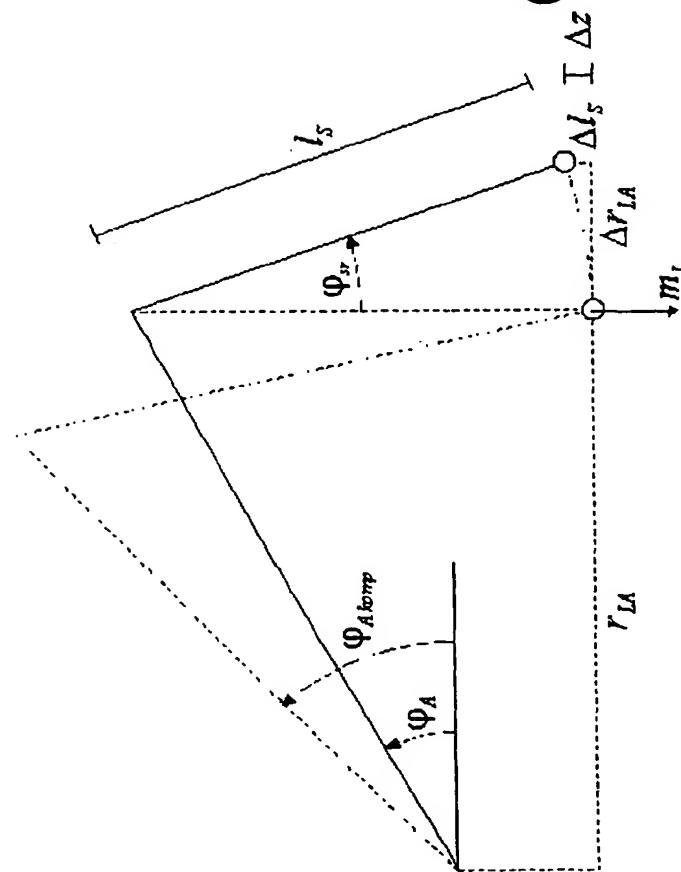


Fig.12

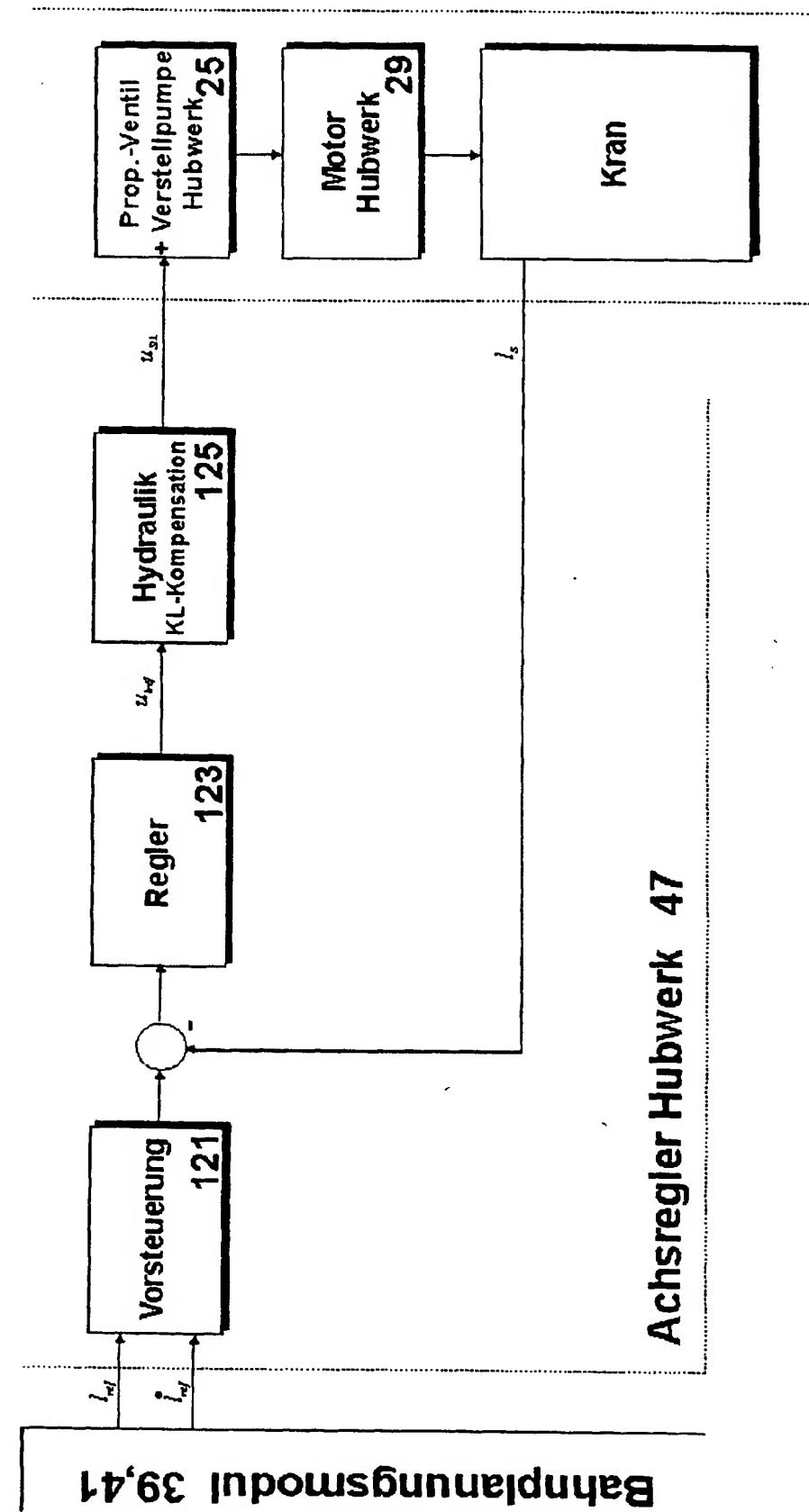


Fig.13

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)